

DESENVOLVIMENTO E CARACTERIZAÇÃO ACÚSTICA DE ELEMENTOS AUTOPORTANTES PARA ABSORÇÃO SONORA EM ESPAÇOS TIPO *OPEN SPACE*

PEDRO DANIEL PINTO SILVA OLIVEIRA

Relatório de Projecto submetido para satisfação parcial dos requisitos do grau de
MESTRE EM ENGENHARIA CIVIL — ESPECIALIZAÇÃO EM CONSTRUÇÕES CIVIS

Orientador: Professor Doutor António Pedro Oliveira de Carvalho

JULHO DE 2009

MESTRADO INTEGRADO EM ENGENHARIA CIVIL 2008/2009

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA CIVIL

Tel. +351-22-508 1901

Fax +351-22-508 1446

✉ miec@fe.up.pt

Editado por

FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO

Rua Dr. Roberto Frias

4200-465 PORTO

Portugal

Tel. +351-22-508 1400

Fax +351-22-508 1440

✉ feup@fe.up.pt

🌐 <http://www.fe.up.pt>

Reproduções parciais deste documento serão autorizadas na condição que seja mencionado o Autor e feita referência a *Mestrado Integrado em Engenharia Civil - 2008/2009 - Departamento de Engenharia Civil, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, Portugal, 2009.*

As opiniões e informações incluídas neste documento representam unicamente o ponto de vista do respectivo Autor, não podendo o Editor aceitar qualquer responsabilidade legal ou outra em relação a erros ou omissões que possam existir.

Este documento foi produzido a partir de versão electrónica fornecida pelo respectivo Autor.

O verdadeiro conhecimento é saber que nada se sabe

Confúcio

AGRADECIMENTOS

Gostaria de deixar, aqui, uma palavra de apreço e profundo agradecimento a todos aqueles que, de algum modo, contribuíram para a realização deste trabalho, em particular:

Ao meu orientador, Professor Doutor António Pedro Oliveira de Carvalho, pela sua incomparável disponibilidade e pela oportunidade de trabalhar sob a sua orientação. Os seus conselhos foram, sem dúvida, uma fonte de inspiração e motivação, indispensáveis para o bom desenvolvimento deste trabalho.

À *Castelhano & Ferreira, S.A.*, particularmente ao Dr. Ricardo Ferreira, por disponibilizar não só o seu tempo como também os recursos da empresa. A sua colaboração no processo de idealização, *design* e execução foi fulcral para este estudo.

Ao Engenheiro Paulo Renato Marques pela sua assistência na execução dos ensaios na câmara reverberante.

Aos meus pais, pelo seu infindável apoio e interesse. Pela liberdade e confiança que sempre me deram para perseguir as minhas ambições e por me inculcaram um verdadeiro sentido de responsabilidade. A eles devo tudo.

À minha irmã, pelas muitas horas de entretenimento proporcionadas e principalmente pela companhia nas minhas horas de lazer.

Aos meus amigos, companheiros de muitas aventuras, pelo apoio que sempre me demonstraram e pela paciência ao longo destes anos. São pessoas de grande carácter que foram, e espero que continuem a ser, um dos pilares da minha vida.

Por último, e não menos importante, à Patrícia, por ser quem é. A sua compreensão nas muitas horas em que não lhe dei a atenção que merecia revela a maravilhosa pessoa que é.

A todos, sem excepção,

O meu muito obrigado.

RESUMO

Um ambiente acusticamente confortável é indispensável para que qualquer actividade profissional decorrente num determinado local resulte em produtividade. A inexistência de condições acusticamente favoráveis poderá ter efeitos nefastos não só no rendimento das actividades como também na saúde daqueles que nesse local estão presentes. Nessa perspectiva este trabalho pretende desenvolver elementos autoportantes e facilmente transportáveis, em madeira ou derivados, para absorção sonora, em colaboração com a firma *Castelhano & Ferreira, S.A.* Estes elementos destinam-se à correcção acústica de espaços de tipologia *open space*, nomeadamente escritórios, *call centers* e outros tipos de espaços amplos.

Após a exposição do estado do conhecimento e bases teóricas neste âmbito, é apresentado o processo de desenvolvimento de soluções. Este, para além de caracterizar cada uma das soluções em termos de princípio de funcionamento, material e dimensões, pretende demonstrar teoricamente o seu comportamento acústico em termos de absorção sonora. Este estudo levou à idealização, pelo autor, de um sistema inovador, com características modulares, que conduziu à execução de um protótipo que foi construído expressamente para este trabalho. As soluções desenvolvidas, embora complementadas por outro tipo de mecanismos de absorção, estão enquadradas na gama dos ressoadores. Estes funcionam como ressoadores agrupados, no caso de serem perfurados, e como membranas ressonantes, no caso contrário.

A caracterização acústica das soluções foi realizada através de ensaios na câmara reverberante do Laboratório de Acústica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto de acordo com a norma NP EN ISO 354.

Através desta metodologia é possível determinar, para bandas de terço de oitava dos 100 Hz aos 5 kHz, a área de absorção sonora equivalente, em m^2 , de cada uma das possíveis soluções testadas. São documentadas todas as condições de ensaio bem como o processo de montagem e colocação dos elementos no local.

Posteriormente os resultados obtidos são corrigidos e adaptados à utilização real dos elementos. São também comparados os resultados dos vários ensaios comentando-se a influência dos parâmetros que os distinguem no resultado final. Isto permitirá inferir sobre a solução mais eficaz, ou seja, a solução que proporciona maior absorção sonora no âmbito de espaços de trabalho de tipologia *open space* e do tipo de ruídos que aí se desenvolvem frequentemente.

São efectuadas algumas reflexões quanto ao decorrer do presente trabalho, particularmente no que se refere à interação dos interesses científicos e industriais. São ainda sugeridos possíveis desenvolvimentos futuros nomeadamente quanto à elaboração de um estudo técnico-económico de viabilidade como complemento ao estudo maioritariamente técnico deste trabalho. Discute-se também a criação de ferramentas analíticas de previsão do nível de pressão sonora quando se interpõe uma barreira entre o emissor e receptor como medida efectiva do desempenho de barreiras acústicas. Por último comenta-se o desenvolvimento de catálogos de soluções tipo, com base em características do espaço em que irão ser aplicadas como metodologia alternativa de correcção acústica de espaços de tipologia *open space*.

PALAVRAS-CHAVE: Madeira, correcção acústica, câmara reverberante, ressoadores, desempenho acústico.

ABSTRACT

A comfortable acoustic environment is necessary for any professional activity to result in productivity. The absence of such conditions may result in the loss of productivity as well as in health problems for those who work in such environments. In that perspective this report intends to develop self-sustaining elements designed for sound absorption. These elements are planned to be easily moveable and made of wood or derivate materials. This development was made in collaboration with *Castelhano & Ferreira, S.A.* These elements are intended to the acoustical correction of open space environments such as offices, call centers and other wide spaces.

Firstly the state of the art and the theoretical basis of related acoustics are presented. After that, the development of new solutions begins. It consists mainly on the characterization of solutions in terms of functioning principles, type of material and dimensions. These solutions, although complemented by other absorption mechanisms, are defined within the resonator category. These function as a grouped resonator, if perforated, and resonant membranes if not.

The acoustic characterization of the solutions was made through the realization of sound absorption measurements in the reverberant chamber of the Laboratory of Acoustics of the Faculty of Engineering of the University of Porto, in accordance to the NP EN ISO 354 standard.

Through this standard it is possible to determine, for third of octave bands from 100 Hz to 5 kHz, the equivalent area of sound absorption in squared meters, of each of the tested solutions. All measurement conditions, assembly methods and element position on site are documented.

The measurement results are then corrected and adapted to the real use of the solutions. Results are compared among themselves while comments are made concerning the influence of the parameters that set apart each solution. This will allow the conclusion on which solution is the most effective in terms of sound absorption on open spaced workplaces and for noises produced there.

Some thoughts are presented regarding the interaction between scientific and industrial interests. Future developments are suggested concerning the creation of a study of technical and economical viability as a complement to the primarily technical approach of this work. It is also discussed the creation of analytical tools for the prediction of the sound pressure level measured at the receiver when a barrier is placed between the emitter and the receiver as an effective measurement of acoustic barrier performance. Finally, the development of standard solutions catalogues, based on the characteristics of the space for which they are destined is discussed as an alternate method for the acoustic correction of open spaces.

KEYWORDS: Wood, acoustic correction, reverberant chamber, resonators, acoustic performance.

ÍNDICE GERAL

AGRADECIMENTOS	i
RESUMO	iii
ABSTRACT	v
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. MOTIVAÇÃO	1
1.2. OBJECTIVOS	4
2. CONCEITOS TEÓRICOS	7
2.1. SÍNTESE DO CONHECIMENTO	7
2.2. NOÇÕES BÁSICAS	10
2.2.1. SOM E RUÍDO	10
2.2.2. ANÁLISE EM PRESSÃO	10
2.2.3. ANÁLISE EM FREQUÊNCIA	13
2.3. CORRECÇÃO ACÚSTICA	18
2.3.1. ÂMBITO	18
2.3.2. ABSORÇÃO SONORA	19
2.3.2.1. Coeficiente de absorção sonora	19
2.3.2.2. Parâmetros de definição	20
2.3.2.3. Determinação do coeficiente de absorção sonora	21
2.3.2.4. Impedância	23
2.3.3. TEMPO DE REVERBERAÇÃO	24
2.3.3.1. Conceito	24
2.3.3.2. Fórmulas de previsão	25
2.3.4. SISTEMAS ABSORVENTES SONOROS	27
2.3.4.1. Introdução	27
2.3.4.2. Materiais porosos e fibrosos	28
2.3.4.3. Membranas ressonantes	30
2.3.4.4. Ressonadores	32
2.3.5. CAMPO DIRECTO E CAMPO REVERBERADO	37
2.4. OPEN SPACE E PRIVACIDADE DA PALAVRA	38

2.4.1. PARÂMETROS DE DEFINIÇÃO	38
2.4.2. EXIGÊNCIAS E CRITÉRIOS DE DIMENSIONAMENTO	44

3. DESENVOLVIMENTO E CARACTERIZAÇÃO DE SOLUÇÕES..... 53

3.1. ANÁLISE PARAMÉTRICA DE PAINÉIS PERFURADOS 53

3.1.1. CONSIDERAÇÕES GERAIS 53

3.1.2. MODELAÇÃO DE COMPORTAMENTO..... 53

3.2. DESENVOLVIMENTO E CARACTERIZAÇÃO DE ELEMENTOS AUTOPORTANTES 60

3.2.1. ANÁLISE CONCEPTUAL 60

3.2.2. ELEMENTO ESTRUTURAL 61

3.2.3. RESSOADORES AGRUPADOS 63

3.2.3.1. Introdução..... 63

3.2.3.2. Painéis perfurados tipo CFQ 64

3.2.3.3. Painéis perfurados tipo CFR 65

3.2.4. MEMBRANAS..... 67

4. ENSAIO EM CÂMARA REVERBERANTE 69

4.1. CARACTERIZAÇÃO DO ESPAÇO 69

4.2. DISPOSIÇÕES DO ENSAIO 70

4.2.1. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO 70

4.2.2. GAMA DE FREQUÊNCIAS 70

4.2.3. DISPOSITIVOS DE ENSAIO 70

4.2.3.1. Câmara reverberante e campo sonoro difuso 70

4.2.3.2. Provetes de ensaio 72

4.3. MEDIÇÃO DO TEMPO DE REVERBERAÇÃO 73

4.3.1. ÂMBITO..... 73

4.3.2. FONTES E RECEPTORES 74

4.3.3. MÉTODO DO RUÍDO INTERROMPIDO 76

4.4. DETERMINAÇÃO E APRESENTAÇÃO DE RESULTADOS 77

4.4.1. TEMPO DE REVERBERAÇÃO 77

4.4.2. ÁREA DE ABSORÇÃO EQUIVALENTE 77

4.4.3. CÁLCULO DO COEFICIENTE DE ABSORÇÃO SONORA..... 78

4.5. ENSAIOS REALIZADOS E RESULTADOS	78
4.5.1. ENSAIOS REALIZADOS.....	78
4.5.2. RESULTADOS.....	79
 5. ANÁLISE DE RESULTADOS.....	83
5.1. CORRECÇÃO PARA UTILIZAÇÃO PRÁTICA	83
5.2. ANÁLISE PARAMÉTRICA DE SOLUÇÕES.....	90
5.2.1. OBJECTIVO	90
5.2.2. INFLUÊNCIA DA ESPESSURA DA CAIXA DE AR	90
5.2.2.1. Painéis tipo CFQ	90
5.2.2.2. Painéis tipo CFR	91
5.2.2.3. Painéis tipo M.....	91
5.2.2.4. Comentários	92
5.2.3. INFLUÊNCIA DA COLOCAÇÃO DE MATERIAL ABSORVENTE	93
5.2.3.1. Painéis tipo CFQ	93
5.2.3.2. Painéis tipo CFR	94
5.2.3.3. Painéis tipo M.....	95
5.2.3.4. Comentários	95
5.2.4. INFLUÊNCIA DA POSIÇÃO DO MATERIAL ABSORVENTE NA CAIXA DE AR	96
5.2.4.1. Painéis tipo CFQ	96
5.2.4.2. Painéis tipo CFR	97
5.2.4.3. Painéis tipo M.....	97
5.2.4.4. Comentários	98
5.2.5. INFLUÊNCIA DO TIPO DE FURAÇÃO	98
5.2.6. INFLUÊNCIA DA PRESENÇA DE PAINEL DE ACRÍLICO NO TOPO DA BARREIRA.....	100
5.3. SOLUÇÃO FINAL	101
 6. CONCLUSÃO	105
6.1. CONCLUSÕES.....	105
6.2. LIMITAÇÕES E POTENCIALIDADES	107
6.3. O CONFLITO DO TRABALHO CIENTÍFICO E INDUSTRIAL.....	107
6.4. DESENVOLVIMENTOS FUTUROS.....	108

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	109
ANEXO A – REGISTO FOTOGRÁFICO.....	113
ANEXO B – CORRECÇÃO DE RESULTADOS.....	121

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Satisfação acústica média, por tipo de escritório [Adaptado de 2].....	2
Figura 1.2. Resultados do inquérito quanto à influência do ruído em espaços de trabalho [Adaptado de 3].....	3
Figura 1.3. Resultados do aumento da privacidade em espaços de trabalho [3, 4].....	3
Figura 2.1. (A) Regiões de compressão e rarefacção de uma onda a propagar-se no ar. (B) Pequenas variações de pressão em torno da pressão atmosférica [Adaptado de 41].....	11
Figura 2.2. Representação gráfica da <i>Inverse Square Law</i> [Adaptado de 30]	12
Figura 2.3. Pressão sonora e nível de pressão sonora para alguns tipos de ruídos [Adaptado de 41]	13
Figura 2.4. Oscilogramas e espectogramas de dois sons puros e da soma destes [40]	14
Figura 2.5. Esquema do fenómeno da difracção do som nos bordos de uma barreira [26].....	16
Figura 2.6. Gamas de frequência da audição, palavra e alguns tipos de equipamentos [30]	16
Figura 2.7. Onda sonora incidindo sobre uma superfície: A, B e C representam reflexões, D é a onda transmitida e E a K representam dissipações de energia na forma de calor [41]	19
Figura 2.8. Ajuste da curva do material ensaiado à curva de referência para cálculo de α_w [Adaptado de 23].....	21
Figura 2.9. Comparação do coeficiente de absorção sonora, de uma amostra, medido em 24 laboratórios. A linha a negro representa o coeficiente de absorção sonora médio [Adaptado de 22].....	23
Figura 2.10. Zona e eficácia de absorção dos principais tipos de sistemas absorventes. [Adaptado de 20].....	27
Figura 2.11. Lã mineral de espessura variável. Linha a cheio – 30 mm; Linha cruz – 40 mm; tracejado – 80 mm [20].....	29
Figura 2.12. Influência da massa volúmica da lã de rocha no coeficiente de absorção sonora [23]	29
Figura 2.13. Curva de valores do coeficiente de absorção sonora de um ressoador. A cheio, sem lã mineral; a tracejado, com lã mineral. [Adaptado de 20].....	31
Figura 2.14. Ábaco para determinação da frequência de ressonância [Adaptado de 41].....	31
Figura 2.15. Esquema de previsão da eficácia do sistema [41]	32
Figura 2.16. Ressoador de Helmholtz: Esquema real à esquerda e de funcionamento à direita [17] ..	32
Figura 2.17. Painel perfurado com material absorvente no interior [Adaptado de 22]	33
Figura 2.18. Correções de bordo para aberturas correntes [21].....	34
Figura 2.19. Efeito da perfuração num ressoador agrupado. Cheio fino – 6%; Fino tracejado – 12,5%; Grosso cheio – 25%; Grosso tracejado – 50%; Pontuado – 100% [Adaptado de 22].....	35
Figura 2.20. Amplitude de frequências para o cálculo do factor de qualidade Q' [42]	36
Figura 2.21. Curvas para cálculo de situações de campo directo e reverberado, em que $\Delta L = L_I - L_W$ [41].....	38

Figura 2.22. Princípio de funcionamento do SNR, <i>Signal-to-Noise Ratio</i> [Adaptado de 30]	39
Figura 2.23. Idealização do correcto funcionamento de um ambiente <i>open space</i> [Adaptado de 30] .	39
Figura 2.24. Relação entre o SII e a perceptibilidade da palavra com 3 discursos tipo [Adaptado de 46]	41
Figura 2.25. Espectro de curvas de incomodidade <i>NC</i> [Adaptado de 30]	43
Figura 2.26. Espectro de curvas <i>NR</i> [41]	43
Figura 2.27. Direccionalidade do discurso humano [Adaptado de 30].....	46
Figura 2.28. Caminhos principais de propagação do ruído que atinge o espaço de trabalho em frente [36]	47
Figura 2.29. Relação dos valores de <i>SII</i> com a altura efectiva da barreira [Adaptado de 32].....	48
Figura 2.30. Espectro e nível de pressão sonora desejado para sistemas sonoros de disfarce de ruído em <i>open plan offices</i> [Adaptado de 37]	49
Figura 2.31. Influência da posição dos trabalhadores na privacidade da palavra [Adaptado de 30] ...	50
Figura 2.32. Configurações de espaços <i>open plan</i> . (a) – pobre configuração; (b) – média configuração; (c) – boa configuração	51
Figura 3.1. Curva de valores do coeficiente de absorção sonora de dois painéis perfurados com 15% de área perfurada. 1. Raio das furações = 10 mm; 2. Raio das furações = 5 mm [20]	54
Figura 3.2. Linhas de tendência da relação da percentagem de furação com o coeficiente de absorção sonora médio <i>NRC</i>	55
Figura 3.3. Relação entre a percentagem de furação de painéis ressoadores agrupados com os valores do coeficiente de absorção sonora na banda de frequência dos 125 Hz (caixa de ar de 40 e 400 mm).....	56
Figura 3.4. Relação entre a percentagem de furação de painéis ressoadores agrupados com os valores do coeficiente de absorção sonora na banda de frequência dos 250 Hz (caixa de ar de 40 e 400 mm)	56
Figura 3.5. Relação entre a percentagem de furação de painéis ressoadores agrupados com os valores do coeficiente de absorção sonora na banda de frequência dos 500 Hz (caixa de ar de 40 e 400 mm)	57
Figura 3.6. Relação entre a percentagem de furação de painéis ressoadores agrupados com os valores do coeficiente de absorção sonora na banda de frequência dos 1 kHz (caixa de ar de 40 e 400 mm).....	57
Figura 3.7. Relação entre a percentagem de furação de painéis ressoadores agrupados com os valores do coeficiente de absorção sonora na banda de frequência dos 2 kHz (caixa de ar de 40 e 400 mm).....	58
Figura 3.8. Relação entre a percentagem de furação de painéis ressoadores agrupados com os valores do coeficiente de absorção sonora na banda de frequência dos 4 kHz (caixa de ar de 40 e 400 mm).....	59
Figura 3.9. Modelo estrutural de um elemento autoportante	62

Figura 3.10. Vista e cortes esquemáticos do sistema de diminuição da espessura da caixa de ar (a vermelho).....	63
Figura 3.11. Vistas esquemáticas de um painel tipo CFQ	64
Figura 3.12. Pormenor da furação de um painel tipo CFQ	65
Figura 3.13. Vistas esquemáticas de um painel tipo CFR	66
Figura 3.14. Pormenor da furação de um painel tipo CFR	66
Figura 3.15. Vistas esquemáticas de um painel tipo M.....	67
Figura 4.1. Planta esquemática da Câmara Reverberante R1 do Laboratório de Acústica da FEUP ..	69
Figura 4.2. Áreas de absorção sonora equivalente, em m^2 , máximas e medidas (TR – 1 a 5) durante os ensaios na câmara reverberante R1 da FEUP	72
Figura 4.3. Posições dos elementos para a medição do tempo de reverberação com a câmara reverberante vazia. Pontos a vermelho (f): posições da fonte sonora. Pontos a negro (m): posições dos microfones.....	74
Figura 4.4. Posições dos elementos para a medição do tempo de reverberação na câmara reverberante R1. Pontos a vermelho (f): posições da fonte sonora. Pontos a negro (m): posições dos microfones. Ponto a azul (e): posição do elemento.....	75
Figura 4.5. Posições alternativas dos elementos para a medição do tempo de reverberação na câmara reverberante. Pontos a vermelho (f): posições da fonte sonora. Pontos a negro (m): posições dos microfones. Ponto a azul (e): posição do elemento	75
Figura 4.6. Áreas de absorção sonora equivalente, A_T , em m^2 , de uma barreira (5 elementos) em cada configuração ensaiada	81
Figura 5.1. Face frontal (F), face lateral (L) e face de topo (T).....	84
Figura 5.2. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração CFQ 40, 0 e CFQ 80, 0	90
Figura 5.3. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração CFR 40, 0 e CFR 80, 0	91
Figura 5.4. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração M 40, 0 e M 80, 0.....	92
Figura 5.5. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração E 40 e E 80.....	93
Figura 5.6. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração CFQ 40, 0 e CFQ 40, 40 (0 e 40 mm de material absorvente no interior)	94
Figura 5.7. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração CFR 40, 0 e CFR 40, 40 (0 e 40 mm de material absorvente no interior).....	94
Figura 5.8. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração M 40, 0 e M 40, 40 e 0 e 40 mm de material absorvente no interior)	95
Figura 5.9. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração CFQ 80, 40 F e CFQ 80, 40 T	96

Figura 5.10. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração CFR 80, 40 F e CFR 80, 40 T	97
Figura 5.11. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração M 80, 40 F e M 80, 40 T	98
Figura 5.12. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração CFQ 40, 40 e CFR 40, 40	99
Figura 5.13. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração CFQ 40, 0 e CFR 40, 0	100
Figura 5.14. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração CFR 40, 40 e CFR 40, 40, A ($A \equiv$ placa vertical de acrílico no topo)	100
Figura 5.15. Coeficiente de absorção sonora da escolha final de barreiras de configuração CFQ 40, 40; CFQ 80, 40 F; CFR 40, 40 e CFR 80, 40 F	102
Figura 5.16. Áreas de absorção sonora equivalente, A_{1M} , em m^2 e por banda de frequência, de um único elemento modular de configuração CFQ 40, 40 e CFR 40, 40	103
Figura A.1. Elemento modular com painel frontal tipo CFQ (furação Quadrada)	115
Figura A.2. Painel frontal tipo CFR (furação em Rasgos)	115
Figura A.3. Painel frontal tipo M (sem furação, Membranas)	115
Figura A.4. Vista da barreira individual ensaiada na configuração CFQ 40, 0 (sem lã mineral)	116
Figura A.5. Elementos individuais na configuração CFQ 40, 40	116
Figura A.6. Elementos individuais na configuração CFQ 80, 40 F (lã mineral à frente)	116
Figura A.7. Elementos individuais na configuração CFQ 80, 40 T (lã mineral no tardoz)	116
Figura A.8. Vista da barreira individual ensaiada na configuração E 40 (elemento base)	117
Figura A.9. Elementos individuais na configuração E 80 (elemento base)	117
Figura A.10. Elementos individuais na configuração CFR 40, 0 (sem lã mineral)	117
Figura A.11. Vista da barreira individual ensaiada na configuração CFR 40, 0 (sem lã mineral)	117
Figura A.12. Elementos individuais na configuração CFR 40, 40	118
Figura A.13. Vista da barreira individual ensaiada na configuração CFR 40, 40, A (com placa vertical de acrílico)	118
Figura A.14. Elementos individuais na configuração CFR 80, 0	118
Figura A.15. Vista parcial da barreira individual ensaiada na configuração CFR 80, 40 F (lã mineral na frente)	118
Figura A.16. Vista parcial da barreira individual ensaiada na configuração CFR 80, 40 T (lã mineral no tardoz)	119
Figura A.17. Vista parcial da barreira individual ensaiada na configuração M 40, 0 (sem lã mineral)	119
Figura A.18. Vista parcial da barreira individual ensaiada na configuração M 40, 40	119
Figura A.19. Vista parcial da barreira individual ensaiada na configuração M 80, 0	119

Figura A.20. Vista parcial da barreira individual ensaiada na configuração M 80, 40 F	120
Figura A.21. Vista parcial da barreira individual ensaiada na configuração M 80, 40 T	120
Figura A.22. Vista da barreira individual ensaiada na configuração M 80, 0.....	120

ÍNDICE DE QUADROS

Quadro 2.1. Valores de referência para níveis acústicos. [Adaptado de 31].....	13
Quadro 2.2. Ponderações do filtro A para bandas de frequência de 1/3 de oitava e 1/1 oitava [Adaptado de 41].....	17
Quadro 2.3. Efeito subjectivo de variações em níveis de pressão sonora [Adaptado de 44]	18
Quadro 2.4. Efeito subjectivo de variações em coeficientes de absorção sonora para uma mesma área de material absorvente [Adaptado de 30]	20
Quadro 2.5. Privacidade da palavra em função de valores de AI, [Adaptado de 30]	40
Quadro 2.6. Níveis sonoros de referência para alguns tipos de conversação. [Adaptado de 30].....	45
Quadro 3.1. Características geométricas do painel tipo CFQ	64
Quadro 3.2. Previsão da frequência de ressonância dos painéis tipo CFQ	65
Quadro 3.3. Características geométricas do painel tipo CFR.....	66
Quadro 3.4. Previsão da frequência de ressonância dos painéis tipo CFR	67
Quadro 3.5. Características do painel tipo M	67
Quadro 3.6. Previsão da frequência de ressonância dos painéis tipo M.....	68
Quadro 4.1. Frequências centrais (bandas de terço de oitava) para medições acústicas em câmaras reverberantes, em Hz	70
Quadro 4.2. Áreas máximas de absorção sonora equivalente para uma câmara vazia, por banda de frequência [48]	71
Quadro 4.3. Absorção sonora do ar, em m^{-1} , em função da humidade relativa [41]	73
Quadro 4.4. Configurações de elementos autoportantes ensaiadas.....	79
Quadro 4.5. Áreas de absorção sonora equivalente, A_T , em m^2 , por banda de terço de oitava, de uma barreira (5 elementos) em cada configuração	80
Quadro 5.1. Áreas reais, S, das faces de uma barreira singular (cinco elementos)	85
Quadro 5.2. Factores correctivos K_A para áreas de absorção sonora equivalente, A_T	86
Quadro 5.3. Factores correctivos K_α para coeficientes de absorção sonora, α_s	87
Quadro 5.4. Áreas corrigidas de absorção sonora equivalente, A_T , em m^2 , por banda de terço de oitava, de cada combinação em utilização corrente.....	88
Quadro 5.5. Coeficientes de absorção sonora, α_s , corrigidos, por banda de terço de oitava, de cada combinação em uso corrente	89
Quadro 5.6. Valores de NRC e α_w (e respectiva classe) obtidos para cada configuração	101
Quadro 5.7. Áreas de absorção sonora equivalente, A_{1M} , em m^2 , de um único elemento modular de configuração CFQ 40, 40 e CFR 40, 40	103
Quadro B.1. Coeficientes de absorção sonora, α_s , por banda de terço de oitava, de cada combinação ensaiada	124

Quadro B.2. Factores correctivos K_A por banda de terço de oitava, de cada combinação	125
Quadro B.3. Factores correctivos K_G por banda de terço de oitava, de cada combinação	126

SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

α	– Coeficiente de absorção sonora teórico
α_s	– Coeficiente de absorção sonora medido
α_w	– Coeficiente de absorção sonora ponderado
α_d	– Coeficiente de absorção sonora para incidência difusa
α_n	– Coeficiente de absorção sonora para incidência normal
$\alpha(\varphi)$	– Coeficiente de absorção sonora para incidência φ
Δf	– Amplitude de frequências [Hz]
ΔL	– Variação do nível de pressão sonora [dB]
ε_i	– Correção geométrica de bordo interior
ε_e	– Correção geométrica de bordo exterior
ε	– Correção geométrica de bordo
λ	– Comprimento de onda [m]
ρ	– Massa volúmica [kg/m ³]
ρ_0	– Massa volúmica do meio [kg/m ³]
τ	– Coeficiente de transmissão sonora
φ	– Ângulo de incidência das ondas em relação à normal [rad]
A	– Área de absorção sonora equivalente [m ²]
A_0	– Área de absorção sonora equivalente antes do tratamento acústico do local [m ²]
A_1	– Área de absorção sonora equivalente após tratamento acústico do local [m ²]
A_i	– Função audibilidade na banda de frequência i
A_j	– Absorção sonora localizada j [m ²]
A_T	– Área de absorção sonora equivalente total [m ²]
c	– Celeridade [m/s]
d	– Espessura de caixa de ar [m]
D_0	– Distância de referência [m]
D_1	– Distância a que se pretende determinar a atenuação sonora [m]
D_i	– Nível de pressão sonora da perturbação equivalente na frequência i [dB]
E_i	– Nível de pressão sonora do discurso na banda de frequência i [dB]
f	– Frequência [Hz]
f_0	– Frequência central de banda [Hz]
f_1	– Frequência limite inferior de banda [Hz]

f_2 – Frequência limite superior de banda [Hz]

I – Intensidade sonora [W/m^2]

I_0 – Intensidade sonora de referência [Pa]

I_i – Função de importância na banda de frequência i

K – Constante que toma o valor de 1 ou 1/3 consoante a banda de frequência ser 1 ou 1/3

K_α – Factor correctivo do coeficiente de absorção sonora

K_A – Factor correctivo da área de absorção sonora equivalente

l – Comprimento [m]

l_e – Comprimento efectivo [m]

L_i – Função de distorção do discurso na banda de frequência i

L_i – Nível de intensidade sonora [dB]

L_P – Nível de pressão sonora [dB]

$L_P(t)$ – Nível de pressão sonora médio no instante t [dB]

L_W – Nível de potência sonora [dB]

m – Massa Superficial [kg/m^2]

m' – Absorção sonora do ar [m^{-1}]

nc – Nível de conversação [dB(A)]

p – Pressão sonora [Pa]

P – Percentagem de furação [%]

p_0 – Pressão sonora de referência [Pa]

Q – Coeficiente de direccionalidade

Q' – Factor de qualidade

r – Raio [m]

R – Redução sonora [dB]

R^2 – Coeficiente de Determinação

R_w – Índice de isolamento sonoro [dB]

R' – Constante relacionada com a capacidade de absorção das superfícies

rf – Ruído de fundo [dB]

S – Secção [m^2]

T – Tempo de reverberação [s]

T_0 – Tempo de reverberação, medido em câmara reverberante vazia [s]

T_1 – Tempo de reverberação, medido após a colocação de um provete na câmara reverberante [s]

v – Velocidade [m/s]

V – Volume [m^3]

w – peso

W – Potência sonora [W]

W_0 – Potência sonora de referência [Pa]

Z_c – Impedância acústica [rayl]

AI – *Articulation Index*

ASID – *American Society of Interior Designers*

AVAC – Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado

CFQ – Código Furação Quadrada

CFR – Código Furação Rasgos

EPS – *Expanded Polystyrene Foam* ou Poliestireno expandido

FEUP – Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

M – Membrana

MDF – *Medium Density Fiberboard* ou Fibras de Madeira de Média Densidade

NC – *Noise Criterion*

NR – *Noise Rating*

NRC – *Noise Reduction Coefficient*

PUR – *Polyurethane Foam* ou Espuma de Poliuretano

RASTI – *Rapid Speech Transmission Index*

SAC – *Speech Absorption Coefficient*

SI – Sistema Internacional

SII – *Speech Intelligibility Index*

SNR – *Signal-to-noise Ratio*

STC – *Sound Transmission Class*

STI – *Speech Transmission Index*

TL – *Transmission Loss*

XPS – *Extruded Polystyrene Foam* ou Poliestireno extrudido

1

INTRODUÇÃO

1.1. MOTIVAÇÃO

O ruído em espaços de trabalho sempre foi uma realidade. À medida que a economia do país se alterou de um arranjo predominantemente agrícola para uma sociedade fortemente dependente do sector de comércio e serviços também os locais de trabalho foram adaptados às novas necessidades. Este tipo de trabalho requer frequentemente maior concentração pelo que baixo ruído nestes ambientes é recomendado. Adicionalmente, actividades desenvolvidas em grupo, geralmente associadas a níveis sonoros mais elevados, quando decorrentes próximo de actividades individuais não devem causar incómodo ao sucesso destas últimas.

Os escritórios de tipologia *open space*, também conhecidos como *open plan offices*, têm vindo a ser amplamente utilizados, substituindo os espaços de escritórios convencionais com divisórias totalmente desenvolvidas – *enclosed plan*. Este tipo de escritórios caracteriza-se pelo facto de não existirem paredes convencionais sendo que os espaços de trabalho são delimitados através de barreiras de altura variável. Proporcionam uma maior flexibilidade no espaço de trabalho e são em geral mais económicos na medida em que têm menores custos iniciais.

Por outro lado a diminuição da área média de trabalho neste tipo de espaços ao longo dos anos bem como a massificação de sistemas de comunicação móvel aliado ao facto dos sistemas de ventilação e ar condicionado se terem tornado tão silenciosos que já não proporcionam um eficaz sistema de disfarce de ruído constituem uma série de razões pelas quais o ruído é um problema grave no meio empresarial de hoje [1].

É importante referir que os espaços de tipologia *open space*, devido à sua natureza de espaço aberto, permitem que o ruído se propague sem dificuldade. Sem mecanismos de atenuação, haverá indubitavelmente problemas a nível de ruído.

Jensen *et al.* realiza, em 2005, um estudo inquirindo 23450 trabalhadores em 142 edifícios de escritórios de variadas tipologias quanto à satisfação com o ruído e com a privacidade da palavra. Na figura 1.1 são indicados os resultados obtidos em função dos tipos de organização de escritórios. Note-se que as categorias *private office* e *shared office* incluem-se nos denominados *enclosed plan offices* enquanto que as categorias *high partition cubicle*, *low partition cubicle* e *open office* se incluem nos *open plan offices*. Em primeiro lugar é visível uma notória diferença nos resultados nas duas categorias principais sendo que nos *enclosed offices* a satisfação obtém pontuações positivas quanto ao ruído. Relativamente à privacidade da palavra, o mesmo não acontece nos escritórios partilhados meramente devido ao facto de não haver barreiras entre os trabalhadores que partilham o mesmo espaço. Quanto aos *open plan offices* a satisfação é negativa em qualquer dos parâmetros analisados

para qualquer tipo de organização. Nota-se uma mais pequena insatisfação nos *open offices* devido ao facto de provavelmente haver menores expectativas quanto ao ruído e privacidade da palavra quando não há barreiras físicas entre os trabalhadores. Outra conclusão interessante é a notória maior insatisfação relativamente à privacidade da palavra quando comparada com a insatisfação relativamente ao ruído [2].

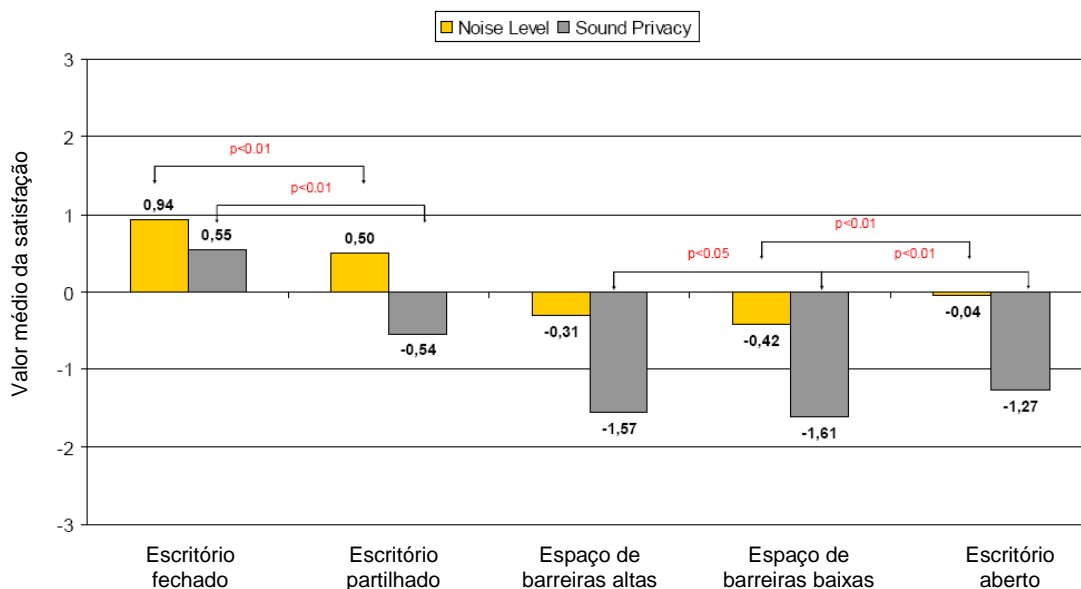


Figura 1.1. Satisfação acústica média, por tipo de escritório [Adaptado de 2].

Tendo obtido provas da geral insatisfação por parte dos trabalhadores quanto aos escritórios do tipo *open plan* é relevante analisar os efeitos que estes problemas podem ter nas actividades humanas.

Segundo um estudo publicado em 2005 na revista *Ergonomics*, 57% dos entrevistados referiram que o ruído de fundo causava um grande incómodo na sua capacidade de concentração. Além disso foi referido que o ruído não se tornava menos incómodo à medida que passavam mais tempo no local. Muito pelo contrário, foi indicado pelos entrevistados que o ruído se tornava mais incómodo à medida que o tempo passava. Como principais fontes de incómodo identificou-se o ruído proveniente de conversação, o tocar de telefones, impressoras, ruído exterior e o ruído de computadores e teclados. Num estudo realizado pela universidade de *Cornell* é revelado que a exposição prolongada até mesmo a ruídos de baixa intensidade em escritórios aumentava a quantidade de hormonas relacionadas com o *stress* podendo mesmo agravar certas doenças como elevada pressão arterial e diabetes [1].

Na figura 1.2 é possível analisar os resultados de um outro estudo realizado pela empresa *Armstrong*, ao inquirir trabalhadores de 5 grandes empresas. Concluiu-se que 80% dos trabalhadores acreditava que seria mais produtivo se tivesse melhores condições de privacidade da palavra [3].

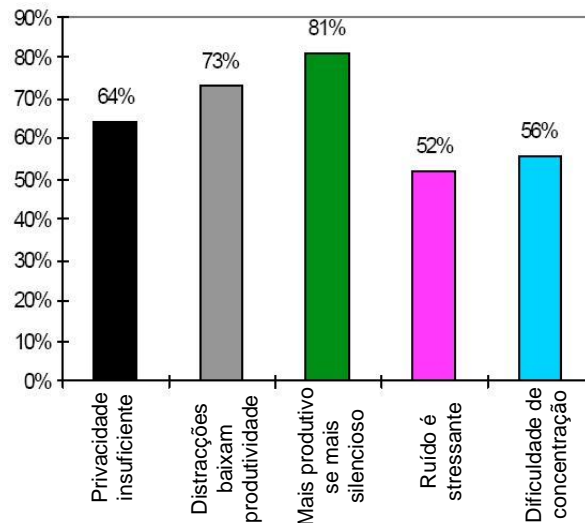


Figura 1.2. Resultados do inquérito quanto à influência do ruído em espaços de trabalho [Adaptado de 3].

Torna-se então evidente a necessidade da aplicação de sistemas capazes de aumentar a privacidade da palavra. Isto pode ser conseguido através da introdução de mecanismos de absorção sonora (nos tectos, pavimentos e divisórias) bem como através de sistemas electrónicos de disfarce de ruído. Será realizada uma breve explicação sobre estes sistemas posteriormente.

Sykes mostra, em 2004, os resultados obtidos, em situações laboratoriais e *in situ*, do aumento de privacidade da palavra em ambientes tipo *open plan* por via da diminuição de ruído proveniente da palavra. Concluiu que havia um aumento de 48% na capacidade de concentração dos trabalhadores aliado a uma diminuição de 51% nas distrações proporcionadas pelo ruído de fundo. Adicionalmente verificou-se uma diminuição de cerca de 10% na ocorrência de erros de trabalho bem como uma diminuição de 27% no *stress* induzido pelas condições de trabalho. Na figura 1.3 foram sintetizadas estas conclusões [4].

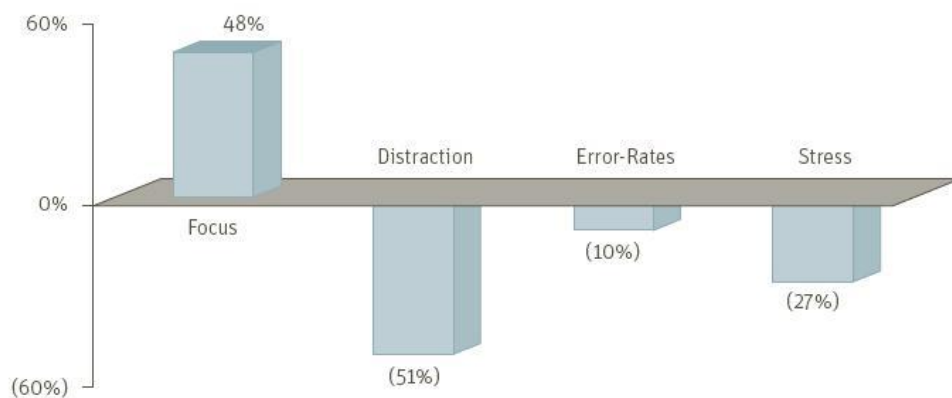


Figura 1.3. Resultados do aumento da privacidade em espaços de trabalho [3, 4].

É notório o benefício físico, emocional e económico que a correcção acústica de espaços pode conseguir. Nesta perspectiva é importante que se desenvolvam, caracterizem e avaliem novos mecanismos e sistemas de correcção acústica nestes espaços.

1.2. OBJECTIVOS

Tendo em conta os resultados apresentados e os efeitos do ruído nas pessoas e actividades, este trabalho pretende responder ao interesse e necessidade da *Castelhano & Ferreira, S.A.* em desenvolver elementos autoportantes, facilmente transportáveis, para absorção sonora. Estes poderão funcionar como divisórias ou simplesmente como elementos semi-decorativos para adicionar a um espaço em necessidade de correcção acústica. É certo que existem outros sistemas onde se poderá actuar para melhorar as condições de trabalho nestes espaços. No entanto, o âmbito deste trabalho resume-se ao desenvolvimento e caracterização acústica de elementos verticais para absorção sonora. Deste modo, embora o presente relatório tenha como base os trabalhos de investigação mais técnica desenvolvidos por outros autores, o mesmo não é a continuidade desses trabalhos mas antes um exercício de aplicação dos conhecimentos previamente adquiridos na tentativa de tornar os produtos desenvolvidos os mais eficientes possíveis na óptica da acústica, da exequibilidade, da vendabilidade e do custo.

Na fase de desenvolvimento será apresentado o modo de funcionamento geral dos sistemas bem como o seu comportamento teórico esperado. Isto refere-se à criação de um modelo matemático de previsão da absorção sonora em função da percentagem de furação para as várias bandas de frequência como base para a tomada de decisão sobre o dimensionamento de elementos, baseados nos mecanismos de absorção dos ressoadores, que, individualmente incidindo sobre uma determinada gama de frequências, sejam eficazes ao longo de quase todo o espectro quando utilizados em conjunto.

Após a fase de desenvolvimento proceder-se-á à caracterização acústica dos mesmos. Para tal, os elementos serão ensaiados na câmara reverberante do Laboratório de Acústica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. Será feita a medição da absorção sonora através da determinação do tempo de reverberação na câmara com e sem a colocação das amostras segundo a norma NP EN ISO 354:2007.

Os resultados obtidos serão, posteriormente comparados entre si, procurando observar e concluir algumas características da influência da variação de certos parâmetros, permitindo escolher a solução mais eficaz para a absorção sonora em espaços tipo *open space*.

Em suma, os objectivos principais do presente trabalho consistem em:

- Responder a uma necessidade colocada pela empresa *Castelhano & Ferreira, S.A.* para idealizar um novo sistema de partições para *open spaces* e outros espaços semelhantes;
- Dimensionar, com recurso à bibliografia existente, elementos versáteis para absorção sonora e quando usados em conjunto, eficazes em quase toda a gama de frequências;
- Caracterizar os elementos projectados através do ensaio em câmara reverberante;
- Comparar os resultados obtidos com os previstos e entre si, culminando na escolha de uma solução mais eficaz.

Portanto, o trabalho desenvolvido está organizado em vários capítulos que se descrevem seguidamente.

No capítulo 2 é feita uma exposição dos principais conceitos básicos da acústica bem como os tópicos mais ligados ao tema em questão. São eles a absorção sonora, inserida no conceito da correcção acústica, e a privacidade da palavra no âmbito dos *open spaces*.

O capítulo 3 descreve o processo de desenvolvimento dos elementos autoportantes, caracterizando-se os principais componentes e sua função. Estuda-se, ainda, uma análise estatística com base nos resultados obtidos pelo catálogo de produtos semelhantes da *Castelhano & Ferreira, S.A.* inferindo-se na capacidade de se prever o comportamento absorvente sonoro dos sistemas desenvolvidos.

Seguidamente, no capítulo 4, é descrito o método de ensaio dos elementos previamente desenvolvidos. São enumerados os equipamentos utilizados bem como o número e natureza dos ensaios. Após tratamento dos dados medidos, são sintetizados e apresentadas as áreas de absorção sonora equivalente, em função da frequência, no referido capítulo.

No capítulo 5, comparam-se os resultados obtidos, entre si, tecendo-se alguns comentários explicando as possíveis semelhanças ou diferenças. Procura-se avaliar, neste momento, não só a validade dos resultados como também o desempenho dos sistemas, tanto a nível de resultados obtidos como também de outras características dos mesmos. Com as referidas comparações pretende-se obter informações necessárias à tomada de decisão de qual a solução mais eficaz, dentro de determinados parâmetros.

Por último, no capítulo 6, apresentam-se algumas conclusões ao nível do desenvolvimento deste trabalho bem como possíveis desenvolvimentos futuros a ser efectuados numa posterior oportunidade.

2

CONCEITOS TEÓRICOS

2.1. SÍNTESE DO CONHECIMENTO

Depois dos trabalhos pioneiros de Sabine na passagem do séc. XIX para o séc. XX, os primeiros estudos concretos sobre a absorção sonora em materiais porosos foram realizados por Morse *et al.* [5] em 1940, onde se relaciona a impedância acústica com a absorção sonora e o modo da sua determinação. Em 1947, Bolt [6] estuda o comportamento de painéis perfurados para absorção sonora, funcionando como ressoadores. Descobre que o comportamento da absorção sonora e frequência de ressonância pode ser controlado através da variação de alguns parâmetros como a espessura do painel, o raio e o número de furos e, consequentemente, a percentagem de perfuração. Bolt mostra, ao variar o tamanho dos furos e mantendo a taxa de perfuração, que a frequência de ressonância de pico diminui com o aumento do raio dos furos. Adicionalmente, ao comparar furos do mesmo tamanho, com diferentes taxas de perfuração, percebe que a frequência de ressonância do sistema aumenta com a taxa de perfuração. London [7] descreve, em 1950, um método para determinar o coeficiente de absorção sonora para uma incidência aleatória a partir do coeficiente de absorção para incidência normal ou a partir de dados relativos à impedância acústica. No mesmo ano, Kinsler [8] desenvolve um trabalho, hoje considerado fundamental no âmbito da acústica, estudando não só a propagação do som de uma forma mais matemática como também estabelecendo algumas relações básicas em termos de absorção sonora e impedância acústica. No ano seguinte, em 1951, Sacerdote *et al.* [9] realiza uma pesquisa experimental relativa a ressoadores absorventes perfurados. Mede o coeficiente de absorção e a frequência de ressonância dos sistemas em incidência normal e aleatória e compara os valores medidos com fórmulas de previsão, algumas, que têm em consideração o ângulo de incidência das ondas. No mesmo ano Ingard e Bolt [10] analisam o comportamento de um material poroso absorvente separado de uma parede rígida por uma caixa-de-ar podendo o referido material estar ou não protegido por um painel perfurado. É ainda estudado o efeito da compartimentação da caixa-de-ar. Mais uma vez comparam-se as curvas absorção sonora – frequência obtidas experimentalmente com aquelas obtidas analiticamente através da impedância acústica dos materiais. Complementarmente, Callaway *et al.* [11] estuda mais aprofundadamente, em 1952, o efeito da densidade do material poroso absorvente em função da percentagem de furação bem como o efeito da variação do espaço de ar entre o painel perfurado e o material poroso, ambos em termos de absorção sonora para incidência normal.

Harris *et al.* [12] publica, no mesmo ano, uma análise sobre o estado do conhecimento quanto a sistemas absorventes sonoros. Particularmente em relação aos ressoadores, levanta algumas questões quanto à garantia de que as condições fronteiras dos sistemas podem ser correctamente definidas através da impedância acústica e se as interacções entre as perfurações são efectivamente desprezáveis. Em 1953, Ingard [13], escreve um importante artigo sobre ressoadores onde calcula

correções de bordo para vários tipos de furações e analisa o seu efeito. Considerando perdas devido à viscosidade, condução de calor e radiação, define mecanismos para se otimizar a absorção de ressonância. Em 1954, Beranek [14] publica um trabalho muito amplo no campo da acústica. Originalmente concebido para servir de apoio ao ensino, Beranek apresenta muitos dos conceitos básicos bem como uma revisão do conhecimento no âmbito da absorção sonora. Dois anos passados, Mikeska *et al.* [15] conduz um estudo experimental para dimensionamento de ressoadores selectivos de baixa frequência. Introduce variações nos parâmetros a nível de tipos de materiais porosos de enchimentos da caixa-de-ar, tipo e espessura do painel perfurado, diâmetro de furação e percentagem de furação. Beranek continua o seu trabalho e, em 1971, publica, em conjunto com Vér [16], um estudo mais aprofundado sobre sistemas de controlo de ruído sintetizando e alargando o estudo da absorção sonora em painéis perfurados. Em 1973, Kuttruff [17], sintetiza e expõe os principais conhecimentos sobre a absorção sonora, e a sua relação com a impedância acústica, bem como sobre o comportamento de ressoadores absorventes. Em 1978, Silva [18], com uma das primeiras obras nacionais sobre o assunto, transporta para Portugal muito do conhecimento existente, conjugando-o com os seus próprios estudos sobre a absorção sonora. Silva [19] aprofunda, em 1984, o seu trabalho sobre materiais e sistemas absorventes estabelecendo algumas análises experimentais aos vários tipos de sistemas. Meisser [20], estuda, em 1986, também alguns sistemas de absorção sonora, nomeadamente painéis perfurados analisando experimentalmente, entre outros parâmetros, a influência do diâmetro das furações na frequência de ressonância bem como na absorção sonora.

Mais recentemente, em 2000, Loerincik [21] estuda o comportamento acústico de vasos, embutidos nas paredes, de algumas igrejas da Idade Média do norte europeu. Apresenta valores de correções de bordo para as geometrias mais correntes. Em 2004, Cox [22] publica um trabalho extremamente vasto e completo sobre sistemas absorventes. Indica o efeito da variação da taxa de perfuração na absorção sonora. No ano de 2005, Domingues [23] estuda sistemas absorventes sonoros apresentando coeficientes de absorção sonora para os materiais mais correntes. Patraquim [24] realiza um estudo experimental, em 2008, sobre painéis perfurados em madeira. Nele é analisada a influência da espessura da caixa-de-ar, da utilização e posição de material absorvente no seu interior, da compartimentação da mesma, da introdução de favos de abelha, em cartão, na referida caixa-de-ar, entre outros. Modela ainda o comportamento teórico de algumas destas combinações de situações com recurso à impedância acústica e compara os resultados.

O catálogo de produtos da *Castelhana & Ferreira, S.A.* [25] de 2009, mostra uma compilação de ensaios realizados sobre os produtos da empresa e a partir dos quais será possível estabelecer um modelo de comportamento dos sistemas.

Deve-se, no entanto, referir que a análise da absorção sonora por via da impedância acústica situa-se mais no âmbito da física pelo que, e também devido à sua complexidade, ultrapassa os objectivos deste trabalho. O estudo da absorção sonora será realizado através de bases teóricas de comportamento mais simplificadas confrontando-as com resultados experimentais. A referida análise por via da impedância é, no entanto, relevante para referência dado que este tipo de trabalhos já produziu uma grande quantidade de resultados, cuja análise permite retirar conclusões quanto ao comportamento destes sistemas.

No âmbito da temática relacionada com os espaços de tipologia *open space*, o primeiro trabalho data de 1861 quando Smith [26] publica um estudo empírico sobre a acústica de edifícios públicos. No entanto, só em 1971 surgem os primeiros estudos com recurso a conhecimentos da física moderna quando Pirn [27] estuda, as variáveis acústicas usadas para definir e dimensionar este tipo de ambientes. Refere-se, nomeadamente, ao AI – *Articulation Index* como função de SNR – *Signal-to-noise Ratio*. Mede e comenta as variações medidas relativamente ao AI ao ser modificada a envolvente

– nível sonoro da palavra, orientação do emissor, ruído de fundo, distância do emissor ao receptor e atenuação devido a barreiras. Warnock [28] conduz, em 1973, um dos primeiros estudos quanto à resposta de trabalhadores a sistemas sonoros de disfarce de ruído. Os resultados mostram que, frequentemente, os trabalhadores preferiram sistemas a funcionar com níveis sonoros mais baixos.

Em 1988, Moreland [29] realiza um estudo experimental na tentativa de determinar o ruído de fundo em escritórios tipo *open plan* sem sistemas de disfarce de ruído. O nível de pressão sonora médio ao longo de toda a amostra foi de 44,9 dB. No mesmo ano, Egan [30] publica o seu trabalho sobre acústica arquitectónica. Sumariza indicações para o design de escritórios tipo *open plan* e apresenta mecanismos de análise de satisfação/correcto dimensionamento acústico com base em vários parâmetros. Oito anos depois, em 1996, a *American Society of Interior Designers* – ASID [3], publica a primeira versão de um documento reportando a importância de um bom design acústico em escritórios como forma de aumentar a produtividade. Em 1998, Tang *et al.* [31] publica uma obra relatando o desempenho, ou seja, a validade de alguns índices como definição do grau de satisfação ou insatisfação dos utilizadores de um espaço *open plan*. Já em 2002, Wang *et al.* [32] apresenta um modelo matemático para previsão do SII – *Speech Intelligibility Index* através de uma barreira acústica em escritórios *open plan*. No mesmo ano, Warnock [33] conduz um novo estudo, desta vez, medindo níveis de ruído de fundo e devido à palavra neste tipo de escritórios.

No ano seguinte, Navai *et al.* [34] realiza uma compilação de estudos sobre o ruído e satisfação em escritórios *open plan*, referenciando, entre outros, os trabalhos pioneiros de Keighley em 1966. Compara os resultados obtidos pelos vários autores ao longo das décadas e comenta as diferenças reveladas. Voltando mais ao âmbito das variáveis acústicas, Hongisto *et al.* [35] apresenta, em 2004, um modelo matemático para previsão do STI – *Speech Transmission Index* em espaços *open plan*. Em 2004, Jensen *et al.* [2], publica um novo estudo relativo à qualidade acústica em espaços de trabalho efectuando medições *in situ* e inquéritos à satisfação. No mesmo ano Warnock [36] apresenta um guia para o dimensionamento de espaços de trabalho, de tipologia *open plan*, com adequada privacidade da palavra tendo em consideração vários parâmetros e características a implementar no local. Uma nova edição do documento publicado pela ASID [1], revista e actualizada, é apresentada em 2006. Em 2007, Crocker [37] apresenta uma sintetização dos efeitos de vários tipos de ruído nas pessoas. Mais recentemente, em 2008, Keränen *et al.* [38] mede o comportamento acústico de quinze *open offices* e apresenta um modelo de previsão com base em vários parâmetros. Também recente e igualmente no âmbito dos modelos de previsão do nível sonoro e da privacidade da palavra em ambientes *open space* é o método apresentado por Lau *et al.* [39] já em 2009.

Deve-se referir que os autores e trabalhos aqui citados não compreendem todo o conhecimento existente sobre os referidos assuntos. Tal seria um trabalho demasiado extenso e para ser correctamente abordado ter-se-ia de efectuar uma análise completamente diferente, já que diferente seria o objectivo. Percebe-se, no entanto, que existem estudos medindo o ruído praticamente desde o aparecimento de espaços de trabalho de tipologia *open plan* indicando um problema já consolidado nestes espaços. Analogamente os estudos sobre a absorção sonora e os ressoadores já decorrem há décadas e encontram-se bastante desenvolvidos estando já disponíveis algumas ferramentas informáticas de previsão do comportamento dos materiais bem como sistemas ressonantes mais modernos como, por exemplo, a microperfuração. Pretendeu-se apenas, neste momento, referir os principais trabalhos desenvolvidos sobre o assunto em questão e nos quais o autor se baseia no desenvolvimento deste trabalho.

2.2. NOÇÕES BÁSICAS

2.2.1. SOM E RUÍDO

O “som”, como fenómeno puramente físico, pode ser definido como uma vibração mecânica, ou seja, uma variação de pressão, num meio elástico, tal como o ar ou a água, percebida pelo ouvido humano [40]. Note-se que se pretende definir aqui o “som” audível pelo que vibrações não detectadas pelo ouvido humano não se enquadram nesta definição.

As solicitações que ouvido humano recebe podem-se dividir em dois tipos:

- Som;
- Ruído.

Define-se como *som*, toda e qualquer solicitação detectada pelo ouvido humano que possa ser classificada como agradável ou com significado para o ouvinte. Por outro lado, o *ruído* pode ser definido como toda e qualquer solicitação detectada pelo ouvido humano que possa ser classificada como desagradável ou sem significado para o ouvinte [41].

Facilmente se adianta que o que para alguns é classificado como *som* pode ser classificado como *ruído* para outros. Como exemplo deste facto atente-se na situação em que a conversa entre duas pessoas é classificada como *som* pelos seus intervenientes e classificada como *ruído* por uma terceira pessoa nas proximidades que se sente incomodada pela referida conversa. Convém ainda referir que o significado que o ouvinte dá à solicitação não tem de ser necessariamente lógico. Deste modo se explica porque certos tipos de música tem significado emocional para alguns ouvintes e não o tem para outros, sendo definido como *som* para os primeiros e *ruído* para os últimos.

Nos ambientes de trabalho o *som* e o *ruído* apresentam uma dinâmica muito particular na medida em que é apenas definido como *som* todo o tipo de solicitações definidas como importantes para um determinado indivíduo, nomeadamente o seu telefone, a sua conversa com um cliente, a sua música de fundo, etc. No entanto as mesmas solicitações importantes para um outro indivíduo são frequentemente consideradas como *ruído* para o primeiro e vice-versa. É então necessário que estes ambientes sejam alvo de um estudo muito aprofundado e de um cuidado dimensionamento de modo a diminuir possíveis motivos de conflito.

O estudo do *som* e do *ruído* é frequentemente realizado segundo três domínios: Pressão, Frequência e Tempo [41]. Embora estes domínios sejam complementares apenas serão referenciadas as análises em Pressão e Frequência.

2.2.2. ANÁLISE EM PRESSÃO

O som é criado por uma variação de pressão, em relação à pressão de equilíbrio, no meio em que se estende. A onda propaga-se através das colisões entre as partículas constituintes do meio. Ocorrendo a vibração de uma partícula de ar, essa partícula é afastada da sua posição original pelo que forças elásticas no meio obrigam-na a voltar àquela posição. No entanto, devido à inércia da partícula ela ultrapassa a posição inicial percorrendo alguma distância no sentido oposto mobilizando novamente forças elásticas, no sentido do equilíbrio, repetindo-se este movimento harmónico [42]. Na figura 2.1 pode-se observar o comportamento harmónico de propagação de som. Então, admitindo uma fonte sonora pontual (caso mais corrente) o som propaga-se no ar (o meio em causa neste trabalho) na forma

de ondas esféricas pulsantes e concêntricas tendo como centro a fonte sonora [40]. Se o meio for homogêneo e estiver em repouso então admite-se que as ondas sonoras têm velocidade de propagação constante c – celeridade [17].

No ar c é determinado pela expressão 2.1, em que θ é a temperatura ambiente em °C.

$$c = 20,045 \cdot \sqrt{273,15 + \theta} \quad (m/s) \quad (2.1)$$

A expressão é válida para ar seco e ao nível do mar [41].

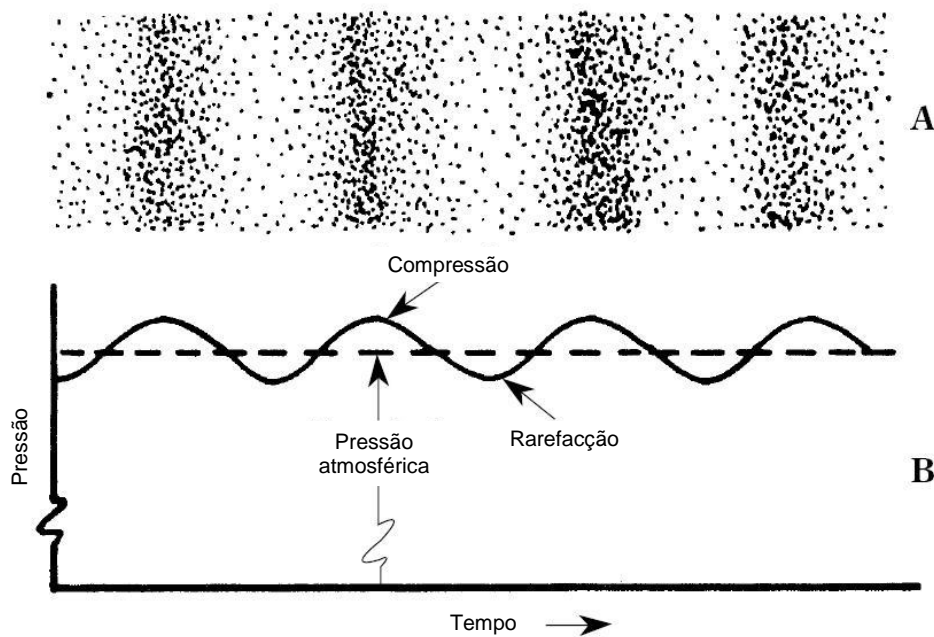


Figura 2.1. (A) Regiões de compressão e rarefração de uma onda a propagar-se no ar. (B) Pequenas variações de pressão em torno da pressão atmosférica [Adaptado de 42].

Para além da pressão no meio, o som pode ser definido através da potência sonora e da intensidade sonora. Por um lado, a potência sonora é característica da fonte e é definida como a energia que, num segundo, atravessa uma esfera concêntrica de raio qualquer pelo que é constante em função da distância à fonte [40]. Por outro lado, a intensidade sonora é definida como a quantidade média de energia que atravessa uma unidade de área por unidade de tempo [29]. Na figura 2.2 pode ser verificada a relação da intensidade sonora com o aumento da distância. A intensidade sonora relaciona-se com a pressão sonora através da expressão 2.2 [30].

$$I = W/4\pi r^2 \quad (2.2)$$

em que I é a intensidade sonora, em W/m^2 , W é a potência sonora, expressa em *watt*, e r a distância à fonte sonora, em metros. Pela análise da equação conclui-se que ao duplicar a distância a intensidade

diminui para uma quarta parte. Também uma análise mais teórica suporta este facto: Dado que a energia que atravessa uma determinada superfície é constante independentemente da distância e que a onda aumenta a sua superfície quando a distância aumenta então a intensidade será cada vez menor com o aumento da distância. Isto vem de encontro ao apresentado na figura 2.2 e esta relação é conhecida como *inverse square law* [30].

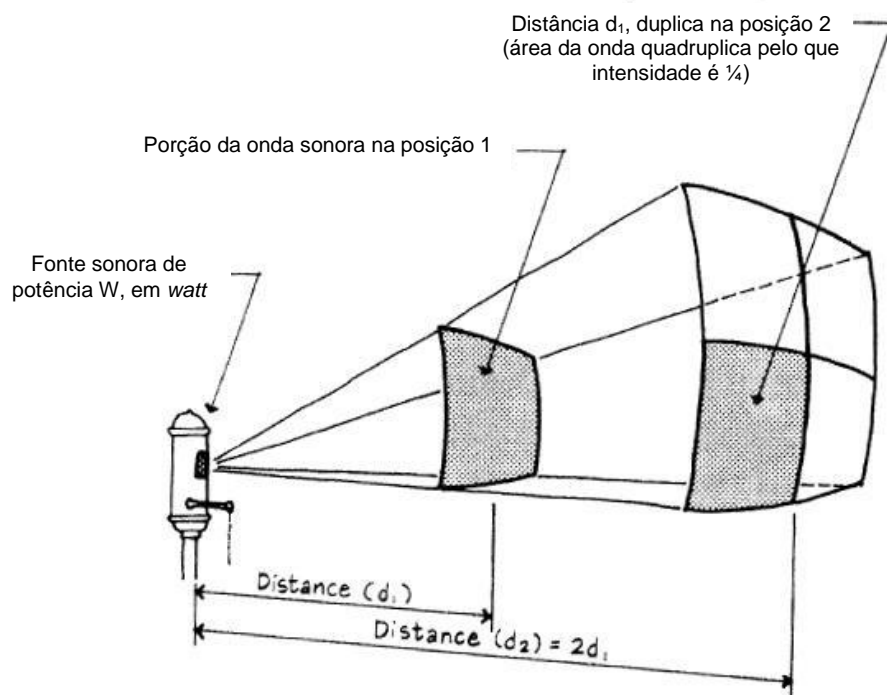


Figura 2.2. Representação gráfica da *Inverse Square Law* [Adaptado de 30].

A figura 2.3 mostra as relações de magnitudes entre a pressão sonora e o nível de pressão sonora para alguns tipos de sons. Devido à grande variabilidade de pressões sonoras a que o ouvido humano responde (cerca de 10^7 Pa), a análise em *pascal* é bastante incómoda e pouco evidente. O mesmo é verdade para as outras quantidades acima referidas. Como tal, estes parâmetros são frequentemente definidos como o logaritmo da razão entre a quantidade a determinar e uma quantidade de referência.

O valor de referência para a pressão sonora é $20 \mu\text{Pa}$ (2×10^{-5} Pa), que corresponde sensivelmente ao limiar da audição humana e a partir do qual todas as outras referências para outras variáveis foram definidas. Sempre que uma quantidade é determinada desta maneira diz-se que se trata de um nível expresso em *decibel* (dB) acima ou abaixo de um valor de referência que, nesta escala logarítmica, adopta o valor de zero [16]. Assim conclui-se que um nível de pressão sonora de 0 dB não corresponde à ausência de som, mas sim à pressão sonora de referência, correspondente aproximadamente ao limiar da audição. No quadro 2.1 são apresentadas as expressões para converter a pressão, intensidade e potência sonora em níveis correspondentes bem como os respectivos valores de referência.

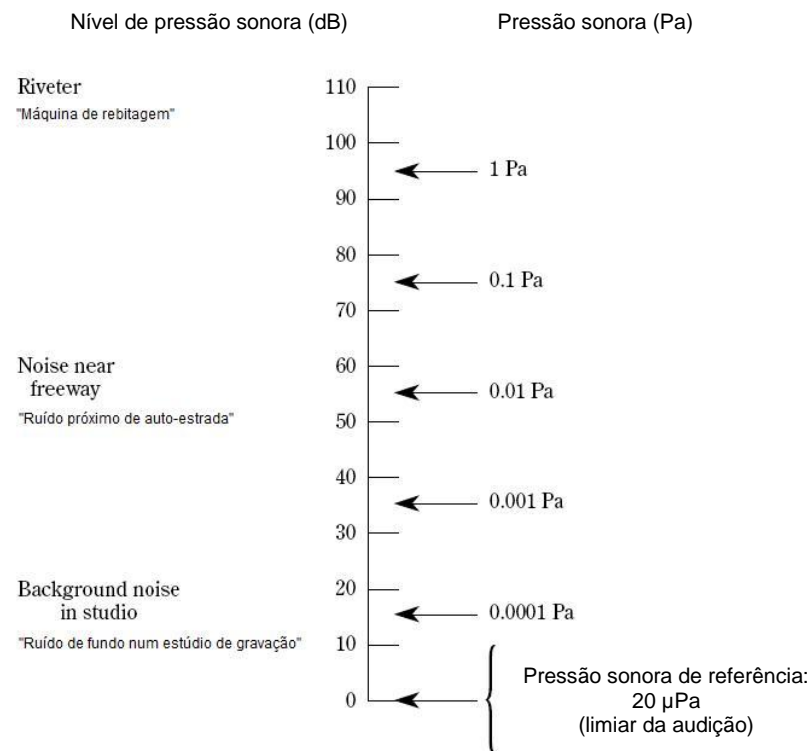


Figura 2.3. Pressão sonora e nível de pressão sonora para alguns tipos de ruídos [Adaptado de 42].

Quadro 2.1. Valores de referência para níveis acústicos. [Adaptado de 31].

Denominação	Definição (dB)	Valor de Referência
Pressão Sonora	$L_p = 20 \log_{10} (p/p_0)$	$p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$
Intensidade Sonora	$L_I = 10 \log_{10} (I/I_0)$	$I_0 = 10^{-12} \text{ W}$
Pressão Sonora	$L_W = 10 \log_{10} (W/W_0)$	$W_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$

2.2.3. ANÁLISE EM FREQUÊNCIA

Sendo o som propagado através de ondas harmônicas, então pode ser definido através da amplitude, período/frequência e comprimento de onda na forma de um gráfico pressão vs. tempo, isto é, um oscilograma. Outro modo de representar os sons é o chamado espectrograma. Neste, um som é representado em função do seu nível de pressão sonora e da frequência. A frequência não é mais que o número de vezes que a onda cumpre um ciclo por unidade de tempo (1 segundo no SI) e, portanto, é medida em *hertz* (Hz), também conhecido como ciclos por segundo, *c.p.s.* Portanto, quanto maior o número de vezes que uma dada partícula vibra em torno da sua posição inicial, maior será a frequência do som que ela propaga. O som pode ser denominado como puro ou composto. Os sons puros são aqueles que estão associados a uma única frequência. Analogamente, os sons compostos são aqueles que estão associados a mais do que uma frequência [41]. Na figura 2.4 podem observar-se os oscilogramas e espectrogramas de três sons: dois deles são puros, com diferentes amplitudes, enquanto o terceiro é a soma dos dois primeiros.

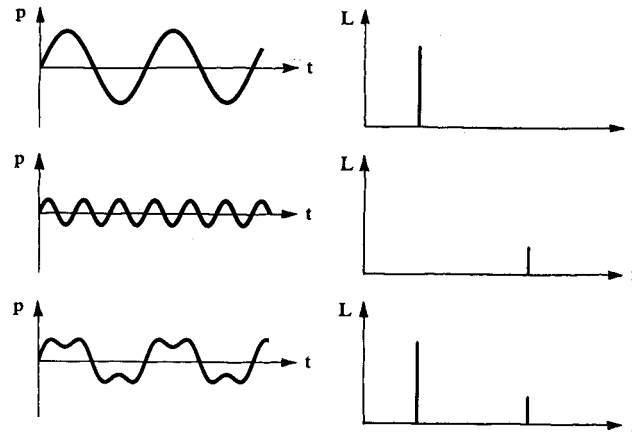


Figura 2.4. Oscilogramas e espectogramas de dois sons puros e da soma destes [41].

Existem milhares de frequências diferentes. No entanto o ouvido humano apenas reage àquelas compreendidas aproximadamente entre 20 Hz e 20 kHz [42]. Ainda assim o intervalo de frequências a que o ouvido humano responde é extremamente amplo. Por essa razão, as frequências são geralmente associadas em bandas de frequência. Estas bandas de frequência têm, frequentemente, dimensões normalizadas, isto é, larguras de banda bastante definidas. As larguras mais frequentemente usadas são as de 1/1 oitava e 1/3 de oitava. É possível determinar exactamente as frequências limites de cada banda através das expressões 2.3 e 2.4.

$$f_1 = f_0 \cdot 2^{-K/2} \text{ (Hz)} \quad (2.3)$$

$$f_2 = f_0 \cdot 2^{K/2} \text{ (Hz)} \quad (2.4)$$

Nestas expressões f_1 é a frequência limite inferior, f_2 é a frequência limite superior, f_0 é a frequência central da banda e K adopta o valor de 1 e de 1/3, se as bandas forem de 1/1 oitava e de 1/3 de oitava, respectivamente. As bandas de frequência de 1/1 oitava na gama audível pelo ouvido humano estão centradas nos 16, 31, 63, 125, 250, 500, 1k, 2k, 4k, 8k e 16k Hz. Note-se que a relação entre uma banda de oitava e a anterior é o dobro. Daí surge o conceito musical de oitava: uma oitava é o intervalo entre um tom e outro com o dobro ou metade da sua frequência. Por outro lado, as bandas de frequência de 1/3 de oitava situadas na gama do audível estão centradas nos 20, 25, 31, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1k, 1.25k, 1.6k, 2k, 2.5k, 3.15k, 4k, 5k, 6.3k, 8k, 10k, 16k e 20k Hz. Não tão evidente como nas bandas de uma oitava é a relação entre uma banda de 1/3 oitava e a anterior que, neste caso é, $2^{1/3} \approx 1,26$. Em laboratório, as medições são geralmente efectuadas em bandas de 1/3 oitava, principalmente devido ao facto de ser possível obterem-se resultados mais detalhados. A análise em laboratório, para medição de absorção e de isolamento sonoro de elementos construtivos, é frequentemente limitada dos 50 Hz aos 5 kHz. As frequências podem ainda ser distinguidas através de zonas no domínio do audível. Classificam-se de baixas frequências aquelas compreendidas entre os 20 Hz e os 355 Hz. Analogamente, as médias frequências

situam-se entre os 355 Hz e os 1,41 kHz pelo que as altas frequências se situam entre os 1,41 kHz e os 20 kHz [41].

Naturalmente é possível converter medições de níveis de pressão sonora em bandas de 1/3 oitava para bandas de 1/1 oitava. Para tal basta somar logaritmicamente os níveis de pressão referentes às 3 bandas de frequência que constituem uma banda de oitava. Isto garante, no entanto, que todos os valores de níveis de pressão sonora em bandas de oitava serão necessariamente superiores aos níveis em bandas de 1/3 de oitava que lhe deram origem.

Outra grande propriedade das ondas sonoras é o seu comprimento de onda. O comprimento de onda, λ , é a distância que uma onda percorre durante um ciclo de vibração. Também pode ser definido como a distância entre duas regiões onde ocorrem idênticas situações de deslocamento [30]. Então, o comprimento de onda é função da frequência e têm uma relação de inversa proporcionalidade na medida em que quanto maior for a rapidez com que um ciclo de vibração se completa menor será a distância percorrida, assumindo que a velocidade se mantém constante no meio em que se encontra. Pode ser determinado através da equação 2.5.

$$\lambda = \frac{c}{f} \text{ (m)} \quad (2.5)$$

em que λ é o comprimento de onda, expresso em m, c é a celeridade, expressa em m/s, e f é a frequência, expressa em Hz.

O comprimento de onda influencia o comportamento das mesmas em relação à existência de obstáculos. Em geral, se o comprimento de ondas é muito superior ao desenvolvimento de um obstáculo então as ondas conseguem ultrapassar o mesmo. Lembrando que grandes comprimentos de onda estão associados às baixas frequências, isto explica porque razão essas frequências são, geralmente, mais audíveis atrás de barreiras. Por outro lado, se o comprimento de onda for inferior ao desenvolvimento de uma dada barreira, a mesma consegue efectivamente impedir a transposição da onda, criando-se uma zona de sombra atrás da barreira. Percebe-se, então, que as barreiras acústicas são mais eficazes nas altas frequências do que nas baixas, havendo diminuição da intensidade do ruído recebido nas primeiras frequências e sendo desprezável este efeito nas segundas [41].

Tendo já sido referido o comportamento das ondas sonoras em relação à presença de obstáculos, o mesmo exercício deverá ser feito para a presença de aberturas e orifícios. No caso do comprimento da abertura ser superior ao comprimento de onda a onda sonora não é influenciada pela abertura. Se, por outro lado o comprimento da abertura for inferior ao comprimento de onda haverá um reposicionamento da fonte imediatamente a seguir à abertura. Isto serve de alerta para a existência de pequenas aberturas entre barreiras que resultará numa diminuição da distância efectiva entre o emissor e o receptor devido ao reposicionamento da fonte [41].

Todos estes efeitos são manifestações da difracção das ondas sonoras nas extremidades dos obstáculos. De facto, quanto maior o comprimento de onda (menor frequência) maior será o efeito da difracção [41]. A difracção é o desvio que as ondas sofrem quando passam pelos bordos dos obstáculos. Atente-se na figura 2.5. Se o indivíduo A falar em direcção ao obstáculo, o indivíduo B não ouvirá o discurso em questão embora o indivíduo C o consiga ouvir. Isto deve-se à difracção das ondas nos bordos do obstáculo. Note-se, no entanto, que este efeito é significativamente reduzido em fontes altamente direccionais em que as ondas se propagam paralelamente, em vez de radialmente [26].

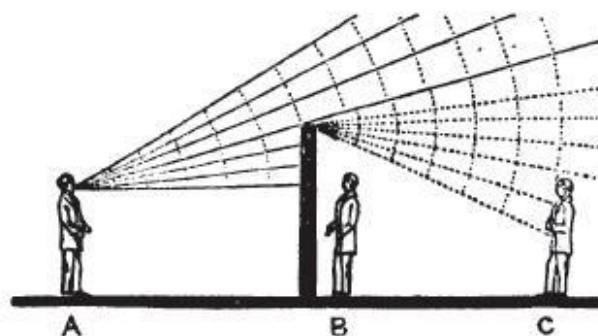


Figura 2.5. Esquema do fenómeno da difracção do som nos bordos de uma barreira [26].

É neste momento necessário definir concretamente como ouve o ser humano e, não menos importante, como fala. Serão expostas algumas considerações relativamente a estas gamas de frequência na tentativa de sensibilizar as necessidades de correcção acústica em espaços de trabalho.

Considere-se a figura 2.6. Como já foi referido anteriormente, um ser humano jovem é capaz de perceber auditivamente sons compreendidos aproximadamente entre os 20 Hz e os 20 kHz. O limite superior da audição humana diminui com a idade podendo chegar a atingir os 4 kHz, em casos mais extremos. Isto explica porque razão os idosos têm uma tendência natural para ter problemas de audição, nem sempre associados a danos no sistema auditivo. No caso da palavra pode observar-se que o discurso humano engloba toda uma gama de frequência compreendida entre os 125 Hz e os 8 kHz. Deve no entanto compreender-se que grande parte das informações transmitidas se encontra dentro de uma gama mais estreita: 2 kHz aos 4 kHz. Naturalmente, as vogais ocupam a gama mais baixa de frequências devido aos seus sons mais abertos. No entanto, é nas consoantes que se encontra a maior parte da informação que permite distinguir as palavras. As consoantes ocupam a parte superior do espectro da fala, entre os 2 kHz aos 8 kHz. Geralmente as cordas vocais das mulheres são mais finas e mais curtas que as dos homens, razão pela qual o discurso das mulheres ocupa uma gama de frequências um pouco mais alta [30].

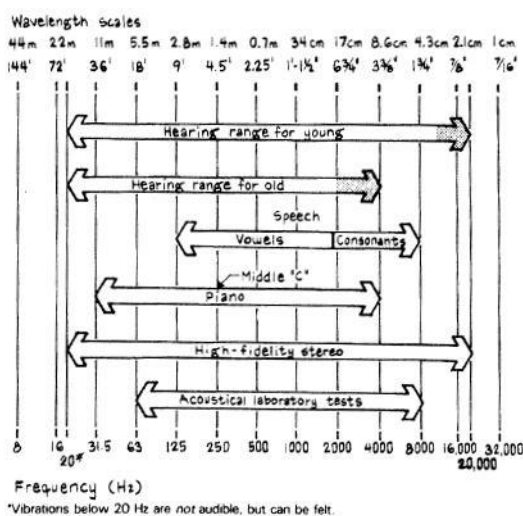


Figura 2.6. Gamas de frequência da audição, palavra e alguns tipos de equipamentos [30].

O ouvido humano não responde igualmente a todas as frequências. Naturalmente, o sistema auditivo responde melhor às altas frequências do que às baixas. Isto deve-se ao facto de, por um lado, ter evoluído de modo a perceber subtis variações nas consoantes e, por outro, de se ter isolado de certos tipos de sons próprios do corpo humano, que lhe causariam dificuldades na comunicação. Um exemplo deste facto é o som da digestão dos alimentos ou dos batimentos cardíacos, que não são facilmente audíveis [43].

Os aparelhos de medição não partilham desta capacidade humana. Por essa razão qualquer medição estaria invariavelmente desviada daquela percebida pelo homem. Deste modo, foram desenvolvidos filtros, ou curvas de ponderação, a aplicar aos aparelhos de medição, que simulam essa variação de sensibilidade do sistema auditivo com a frequência.

Um dos referidos filtros mais usados é o chamado filtro A. O filtro A surgiu para aproximar os equipamentos de medição à percepção humana de ruídos de baixa intensidade. Os filtros B e C, por outro lado, surgiram para aproximar as medições dos equipamentos à percepção humana de ruídos dos 55 dB aos 85 dB e superiores a 85 dB, respectivamente. Foi ainda proposto um filtro D, usado especificamente para ruídos de aeronaves. No entanto, os filtros B, C e D tiveram pouca ou nenhuma adesão pelo que a tendência é a de utilização generalizada do filtro A [44].

Os valores das curvas de ponderação, para cada banda de frequência, devem ser algebricamente somados aos valores medidos para se obter uma medição ponderada de acordo com o filtro usado. Após a ponderação do filtro A, uma determinada medição passa a estar expressa em níveis sonoros, em vez de níveis de pressão sonora, e tem como unidades dB(A). No quadro 2.2 são apresentados os valores da curva de ponderação tipo A para bandas de frequência de 1/3 de oitava e 1/1 oitava, na gama do audível.

Quadro 2.2. Ponderações do filtro A para bandas de frequência de 1/3 de oitava e 1/1 oitava [Adaptado de 41].

Banda de Frequência (Hz)	Ponderação para 1/3 de oitava	Ponderação para 1/1 oitava	Banda de Frequência (Hz)	Ponderação para 1/3 de oitava	Ponderação para 1/1 oitava
25	-44,7		800	-0,8	
31	-39,4	-40	1k	0,0	0,0
40	-34,6		1,25k	0,6	
50	-30,2		1,6k	1,0	
63	-26,2	-26	2k	1,2	1,0
80	-22,5		2,5k	1,3	
100	-19,1		3,15k	1,2	
125	-16,1	-15,5	4k	1,0	1,0
160	-13,4		5k	0,5	
200	-10,9		6,3k	-0,1	
250	-8,6	-8,5	8k	-1,1	-1,0
315	-6,6		10k	-2,5	
400	-4,8		12,5k	-4,3	
500	-3,2	-3	16k	-6,6	-7,0
630	-1,9		20k	-9,3	

É igualmente importante indicar qual a efectiva percepção do ser humano quando há variações de níveis de pressão sonora. Numa sequência de estudos efectuados por Stevens e Zwicker, foi analisada a resposta de vários indivíduos à variação de níveis de pressão sonora para uma única frequência ou uma banda de frequência bastante estreita [44]. O quadro 2.3 mostra a síntese de resultados.

Note-se que a redução da potência sonora para metade revelou a diminuição do nível de pressão sonora em 3 dB e uma indicação de perceptibilidade por parte dos indivíduos testados. Veja-se ainda que foi necessária uma diminuição da potência inicial para um décimo, correspondendo a uma diminuição do nível de pressão sonora de 10 dB, para que os indivíduos reportassem que o ruído diminuiu para metade da intensidade.

Quadro 2.3. Efeito subjectivo de variações em níveis de pressão sonora [Adaptado de 44].

Variação no nível de pressão sonora (dB)	Variação da potência sonora		Variação subjectiva da quantidade de ruído.
	Diminuição	Aumento	
3	1/2	2	Perceptível
5	1/3	3	Claramente perceptível
10	1/10	10	Ruído duplica/passa a metade
20	1/100	100	Muito mais ruidoso/silencioso

Tendo já analisado os conceitos fundamentais da criação e propagação do som, bem como se relaciona com o ser humano é importante estudar como se comporta o som no meio em que o ser humano exerce as suas actividades.

2.3. CORRECÇÃO ACÚSTICA

2.3.1. ÂMBITO

Resultado da experiência, já há muito se compreendeu que o som perde intensidade quando atravessa uma parede de betão, por exemplo. Da mesma maneira se apreende que existem superfícies através das quais o som perde mais ou menos intensidade. Compreende-se, então que ocorrem dois processos diferentes quando o som embate numa superfície. Estes são a transmissão e absorção. Ocorre igualmente um outro processo, muito familiar e bem visível no fenómeno do eco. Não sendo necessário analisar a definição acústica de eco, compreende-se que a sua própria existência implica igualmente a existência de reflexões quando o som atinge uma superfície. Então, quando o som atinge uma determinada superfície ocorrem reflexões, absorções e transmissões do som. Ora segundo o princípio da conservação da energia, esta não pode ser criada ou destruída nestes choques, embora possa mudar de tipo. Sendo o som capaz de transportar energia através da vibração das partículas, parte dele é absorvido pela superfície através de calor por exemplo. A figura 2.7 mostra explicitamente os processos que ocorrem quando uma onda sonora embate numa superfície.

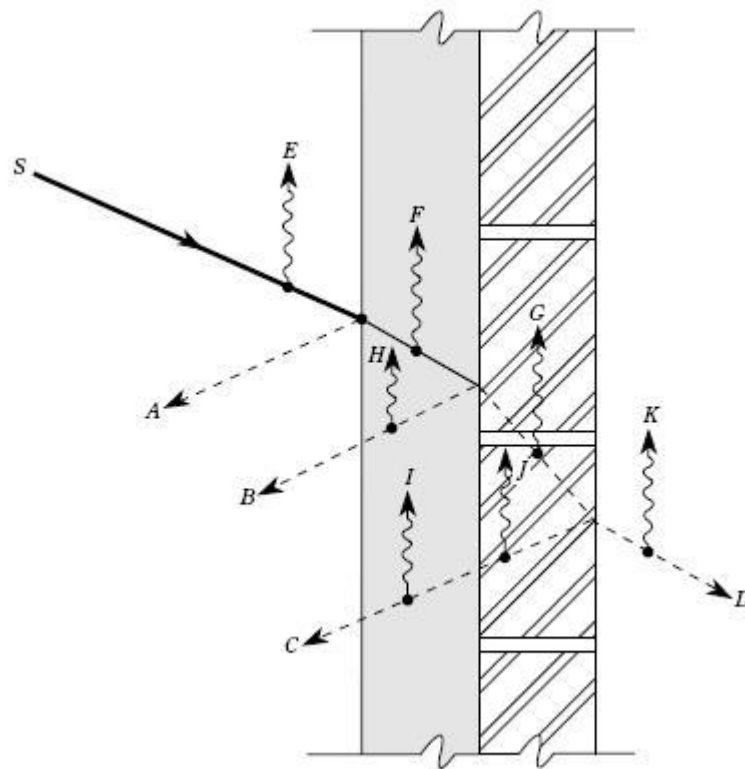


Figura 2.7. Onda sonora incidindo sobre uma superfície: A, B e C representam reflexões, D é a onda transmitida e E a K representam dissipações de energia na forma de calor [42].

O conceito de correcção acústica surge naturalmente se se considerar que os escritórios nem sempre funcionam em espaços especificamente criados para esse efeito e que os *open plan offices*, devido à sua versatilidade não permitem reestruturações profundas no edifício. Deste modo, havendo uma explícita necessidade de melhorar as condições acústicas do local, não restam muitas alternativas que não a introdução de elementos ou sistemas capazes disso mesmo.

2.3.2. ABSORÇÃO SONORA

2.3.2.1. Coeficiente de absorção sonora

Um dos meios mais eficazes de corrigir acusticamente um espaço é alterar a sua absorção sonora. A absorção sonora é uma propriedade dos materiais que lhes permite dissipar parte da energia que lhes é incidente. Depende do tipo de superfícies, do ângulo de incidência, da frequência da onda e das condições de aplicação do sistema do qual o material é constituinte [23].

A relação entre a quantidade de energia dissipada ou absorvida e a energia incidente designa-se de coeficiente de absorção sonora, α . O seu valor pode ser expresso em número decimal ou em percentagem. Deste modo, se um material tem um coeficiente de absorção sonora de 0,50 ou 50% pode-se dizer que o material absorve 50% da energia incidente nessa frequência. Os materiais podem ser classificados pelo valor do seu coeficiente de absorção sonora. A bibliografia sugere valores superiores a 0,5 para que os materiais sejam considerados absorventes. Materiais com coeficientes de

absorção sonora inferiores a 0,2 são geralmente considerados reflectores sonoros. A diferença relativa entre dois materiais com a mesma área e diferentes coeficientes de absorção sonora pode ser analisada no quadro 2.4. Nela se percebe que se a diferença entre os dois coeficientes for inferior a 0,1 o efeito é pouco ou nada perceptível. Se, por outro lado, a diferença for entre 0,10 e 0,40 o efeito já é perceptível. No entanto, só com diferenças superiores a 0,40 é que é notório o efeito [30].

Quadro 2.4. Efeito subjectivo de variações em coeficientes de absorção sonora para uma mesma área de material absorvente [Adaptado de 30].

Diferença de Coeficientes, α	Efeito
< 0,10	Pouco ou nada perceptível
[0,10; 0,40]	Perceptível
> 0,40	Considerável

2.3.2.2. Parâmetros de definição

A partir do coeficiente de absorção sonora é também possível determinar outros parâmetros para classificar materiais absorventes. Um deles é o *noise reduction coefficient*, NRC, que não é mais do que a média aritmética dos coeficientes de absorção sonora nas frequências de 250 Hz, 500 Hz, 1 kHz e 2 kHz, aproximado a múltiplos de 0,05. A expressão 2.6 indica o modo de cálculo do NRC. O parâmetro NRC é portanto uma medida da eficiência média de absorção e não uma medida da diferença entre níveis sonoros entre dois compartimentos tal como o nome poderia sugerir. Devem-se, no entanto, tecer algumas limitações deste método. Dado que se trata de uma média aritmética numa estreita gama de frequências existe a possibilidade de vários materiais terem o mesmo valor de NRC e possuírem características de absorção muito diferentes. Além disso esta média não inclui as bandas de frequência de 125 Hz e 4 kHz. Portanto este parâmetro não deve ser usado para definir sistemas onde as baixas ou muito altas frequências são uma componente relevante. Este parâmetro é muito usado nos Estados Unidos da América e Canadá [30, 41].

$$NRC = \frac{\alpha_{250} + \alpha_{500} + \alpha_{1k} + \alpha_{2k}}{4} \quad (2.6)$$

Outro parâmetro utilizado para definir materiais e sistemas de absorção sonora a partir do seu respectivo coeficiente é o coeficiente de absorção sonora ponderado, α_w . O coeficiente de absorção sonora ponderado é calculado de acordo com o procedimento indicado na norma EN ISO 11654:1997. A partir de uma curva de coeficiente de absorção sonora em bandas de 1/1 oitava dos 250 Hz aos 4 kHz, o coeficiente de absorção sonora é calculado a partir do ajuste de uma curva de referência de maneira que a soma dos desvios inferiores à curva de referência seja inferior a 0,10. A curva de referência tem coordenadas relativas, dos 250 Hz aos 4 kHz, 0,00; 0,20; 0,20; 0,20; 0,10 e os ajustes são em múltiplos de 0,05. A figura 2.8 mostra, a cheio, uma curva de referência ajustada a uma curva do coeficiente de absorção sonora de um dado material. O coeficiente de absorção sonora ponderado é o valor da curva de referência, após o ajuste, na banda de frequência dos 500 Hz. Se uma curva é superior à curva de referência, numa dada frequência, em pelo menos 0,25 junta-se ao resultado do coeficiente de absorção sonora ponderado um indicador L, M ou H. Se a diferença positiva referida

ocorrer nos 250 Hz então o indicador é L (*low*). Se, por outro lado, a diferença ocorrer nos 500 Hz ou 1 kHz então o indicador a usar é M (*medium*). Finalmente se a diferença ocorrer nos 2 kHz ou 4 kHz então o indicador a usar é H (*high*). Associadas ao coeficiente de absorção sonora ponderado estão as classes de absorção sonora. Um elemento ou material tem uma dada classe de absorção consoante o valor de α_w : A: $\alpha_w \geq 0,9$; B: $0,80 \leq \alpha_w \leq 0,85$; C: $0,75 \leq \alpha_w \leq 0,60$; D: $0,30 \leq \alpha_w \leq 0,55$; E: $0,15 \leq \alpha_w \leq 0,25$ e *sem classificação*: $\alpha_w \leq 0,10$. Tome-se novamente o exemplo da figura 2.8, em que a curva de um dado material aparece a tracejado. Note-se a diferença positiva de 0,25 nos 500 Hz após o ajuste da curva de referência. O coeficiente de absorção sonora ponderado, α_w é 0,6 (M) [23].

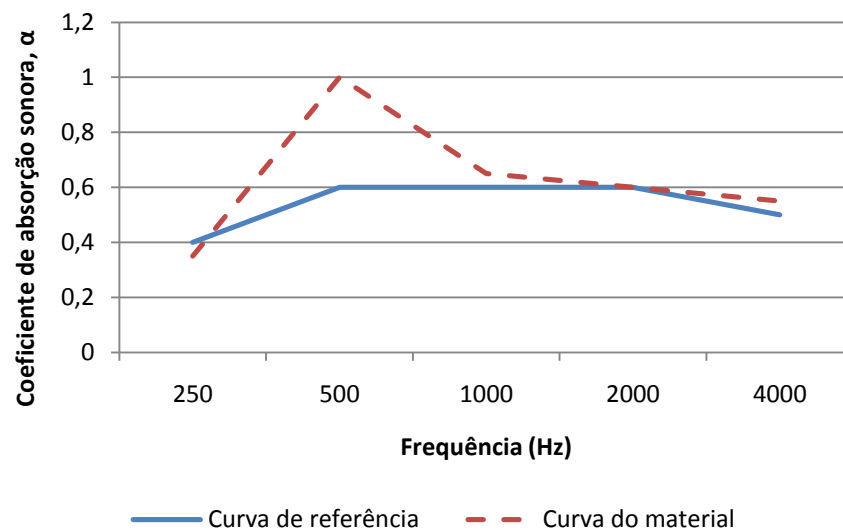


Figura 2.8. Ajuste da curva do material ensaiado à curva de referência para cálculo de α_w [Adaptado de 23].

A absorção sonora pode ainda ser definida através de uma chamada área de absorção equivalente, que não é mais do que o produto do coeficiente de absorção sonora de um material com a área de superfície desse material. O valor obtido desse produto é expresso em m^2 e corresponde à área de um material perfeitamente absorvente existente naquele espaço [23].

2.3.2.3. Determinação do coeficiente de absorção sonora

O coeficiente de absorção sonora pode ser determinado através de vários métodos. Os dois mais importantes e mais utilizados são o método do tubo de ondas estacionárias e o método da câmara reverberante. O primeiro, método do tubo de ondas estacionárias ou do tubo de impedância, permite a determinação do coeficiente de absorção sonora para uma incidência normal bem como a impedância superficial de um dado material. Dado que constitui um ambiente de teste facilmente controlável este método é muito usado para validar modelos de previsão para materiais absorventes. Tem ainda a vantagem de apenas necessitar de pequenas amostras o que facilita o desenvolvimento de materiais absorventes. Todo o equipamento é ainda de relativa facilidade de transporte. O equipamento consiste num tubo de pequeno diâmetro (10 cm) em que numa extremidade é colocada uma amostra do material a ensaiar e na outra existe um altifalante. Devido à interação da onda incidente com a reflectida criam-se ondas estacionárias. Dependendo da técnica utilizada pode ou não haver uma vareta móvel no interior ligada a um microfone. Este método apresenta, no entanto, algumas

limitações. A mais relevante é o facto que este método apenas determina o coeficiente de absorção sonora para uma incidência normal, isto é, perpendicular à amostra. Isto não é coerente com a realidade onde as incidências são aleatórias [22]. Embora seja possível estimar o coeficiente de absorção sonora para uma incidência aleatória a partir do mesmo para incidência normal através da equação 2.7, é necessário compreender que esta aproximação não passará disso mesmo [41].

$$\alpha_d = 1.9277 \cdot \alpha_n - 0.891 \cdot \alpha_n^2 \quad (2.7)$$

Por outro lado, o método da câmara reverberante assenta exactamente neste propósito. Este método permite a determinação directa do coeficiente de absorção sonora para uma incidência aleatória ou difusa. Como já referido anteriormente é este o método utilizado no presente trabalho. O método é descrito na norma NP EN ISO 354:2007, pelo que neste momento apenas se descreverá o que são as câmaras reverberantes e o método em si, sendo que as condições técnicas do ensaio serão apresentadas adiante.

O método baseia-se na determinação do coeficiente de absorção da amostra através da diferença do tempo de reverberação calculado antes e depois da introdução da amostra na sala. Como tal, a câmara reverberante deve ser tão reflectora quanto possível para que a sua área de absorção equivalente seja muito próxima de zero. A técnica mais corrente de ensaio consiste em tentar criar um campo difuso no interior da câmara. Um campo difuso consiste na energia do som reflectido ser constante ao longo de toda a sala e na propagação do som ser constante em todas as direcções. As câmaras reverberantes incluem frequentemente difusores suspensos no seu interior tentando que as reflexões se distribuam o mais uniformemente possível. Além disso, para evitar que a sala apresente modos próprios de vibração, ou seja, que as ondas sonoras apresentem percursos coincidentes, as dimensões das salas não devem ter nenhuma relação lógica ou racional. As superfícies são frequentemente desviadas do paralelismo com as opostas principalmente para evitar a existência de ecos repetidos, *flutter echoes*, ou seja a reflexão consecutiva das ondas em ambas as superfícies. Outra característica das câmaras de reverberação é que devem ser completamente isoladas do exterior tanto a nível físico como a nível de ruído. O facto da sala estar fisicamente desligada do edifício em que foi construída impede que ruídos exteriores penetrem na câmara por via da vibração de elementos estruturais. Para isso, as câmaras reverberantes apresentam frequentemente paredes duplas desligadas entre si e apoios vibráteis. A sala deve também ter um volume mínimo definido na norma NP EN ISO 354:2007 [22, 30, 41].

Apesar destas medidas para criar um campo verdadeiramente difuso, tal é extremamente difícil e, consequentemente o tempo de reverberação será dependente do ponto onde for medido. Para colmatar esse facto é comum medir-se o tempo de reverberação com várias posições de emissores e receptores e determinar-se a média de todas as medições. Ainda assim, dado que os modos de vibração são mais susceptíveis de ocorrer nas baixas frequências, os resultados obtidos nas mesmas são, geralmente, menos fiáveis que nas altas frequências.

Com tanta variabilidade de características das câmaras reverberantes, associada à dificuldade em criar campos verdadeiramente difusos, é de esperar alguma variabilidade nos resultados obtidos. A figura 2.9 refere-se a ensaios de amostras idênticas realizados em 24 câmaras de reverberantes e mostra os intervalos de confiança de 95% [22]. Note-se a grande amplitude generalizada dos referidos intervalos que indica uma grande variabilidade de resultados. Percebe-se então porque razão o tubo de ondas estacionárias é mais usado para validar modelos de previsão de sistemas absorventes enquanto que a

câmara reverberante poderá ser utilizada com maior confiança para comparar o desempenho entre sistemas.

Algumas medições na câmara reverberante apresentam coeficientes de absorção sonora superior a 1. O coeficiente de absorção sonora não pode, naturalmente, ser superior à unidade pois isso implicaria que aquele material absorvia e dissipava mais energia que aquela que lhe foi incidente. Isso representa uma impossibilidade física pelo que se trata de um erro do método. O que acontece na realidade é que as ondas podem difratar no material em estudo pelo que poderão existir zonas onde as ondas estão impossibilitadas de se propagar, não havendo reflexões provenientes desse local. O método assume que essas zonas fazem parte do material absorvente admitindo uma maior área de absorção do que aquela que realmente existe na câmara. O cálculo do coeficiente de absorção sonora entra, no entanto, com a área real de material absorvente existente na câmara pelo que se a área de absorção equivalente é constante e a área de superfície diminui então o coeficiente de absorção tem naturalmente de aumentar, provocando o referido erro [41].

Uma outra desvantagem das câmaras reverberantes para além de ser muito difícil obter resultados semelhantes em câmaras diferentes é o facto das próprias câmaras serem instalações altamente especializadas e portanto com relativamente grandes custos de construção.

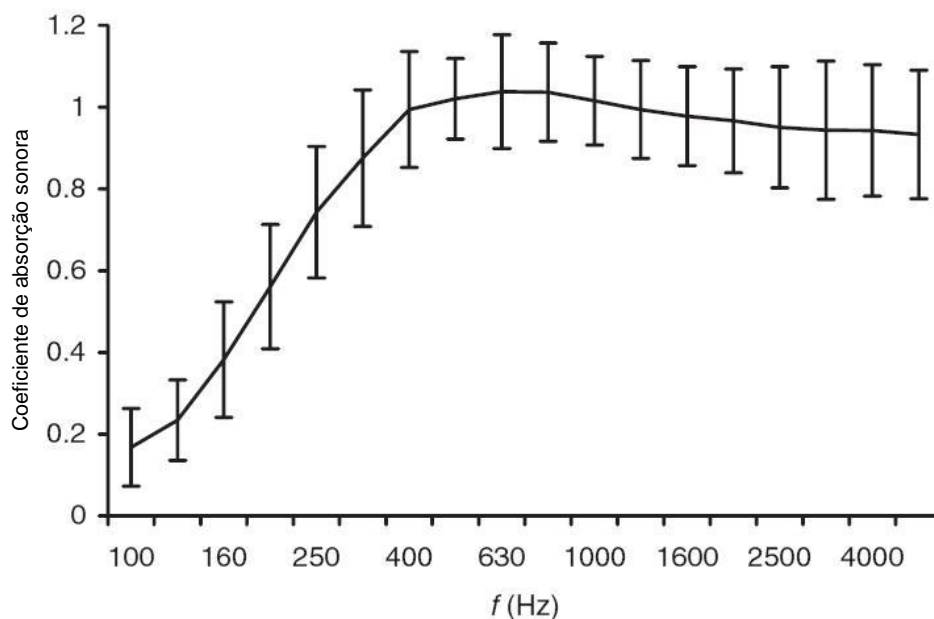


Figura 2.9. Comparação do coeficiente de absorção sonora, de uma amostra, medido em 24 laboratórios. A linha a negro representa o coeficiente de absorção sonora médio [Adaptado de 22].

2.3.2.4. Impedância

Menciona-se, neste ponto, a definição de impedância e sua importância como grandeza relacionável com a absorção sonora. A previsão da absorção sonora de um dado material é frequentemente realizada através da definição da impedância dos meios que uma dada onda sonora atravessa. Esta abordagem, como já se referiu, enquadra-se no âmbito de desenvolvimentos físicos e matemáticos e, portanto, ultrapassam o âmbito deste trabalho. Fica, no entanto, uma breve referência aos conceitos mais importantes neste tema.

A relação entre a pressão sonora numa dada onda plana e a velocidade a que se propaga uma partícula nessa onda é chamada de impedância acústica, Z_c . A impedância acústica é uma grandeza independente da frequência e é dada pela expressão 2.8. Expressa-se em *rayl*, que corresponde a Pa.s/m [8].

$$Z_c = \frac{p}{v} = c \cdot \rho \quad (\text{rayl}) \quad (2.8)$$

em que p é a pressão sonora, em *pascal*, v é a velocidade, em m/s, c é a celeridade no meio, em m/s, e ρ_0 é a massa volúmica do meio, em kg/m³. Quando o meio de propagação é o ar a impedância acústica toma o valor de aproximadamente 410 *rayl*.

A impedância é uma grandeza direccional pelo que será positiva se a propagação das ondas for colinear com o sentido positivo dos eixos adoptados. Analogamente, será negativa se os sentidos forem opostos. Observando a equação 2.8, pode-se concluir que quanto maior a impedância de um material menor será a velocidade de propagação das ondas nesse material. É, portanto, uma medida da resistência à propagação do som [5, 24].

Foi referido anteriormente que o coeficiente de absorção sonora é função da relação entre a energia dissipada com a incidente. Normalmente o coeficiente de absorção sonora de um dado material é dependente da frequência bem como do ângulo de incidência das ondas, φ . O coeficiente de absorção sonora, para um dado ângulo de incidência, relaciona-se com a impedância acústica através da equação 2.9 [16, 24].

$$\alpha(\varphi) = 1 - \left| \frac{Z \cos \varphi - c \cdot \rho_0}{Z \cos \varphi + c \cdot \rho_0} \right|^2 \quad (2.9)$$

Dado que o campo sonoro na maior parte dos espaços pode ser considerado como um campo difuso, é conveniente definir uma aproximação do coeficiente de absorção sonora para uma incidência aleatória, de acordo com a equação 2.10 [16].

$$\alpha_d = \int_0^{2\pi} \alpha(\varphi) \sin 2\varphi \, d\varphi \quad (2.10)$$

2.3.3. TEMPO DE REVERBERAÇÃO

2.3.3.1. Conceito

Foi anteriormente referido que o processo de determinação da absorção sonora em câmaras reverberantes baseia-se na diferença entre os tempos de reverberação nessa câmara, antes e depois da introdução da amostra. Como tal é necessário explorar o conceito de tempo de reverberação bem como a sua importância nos *open spaces*.

Sabe-se que o som que chega ao receptor, o ouvido humano no âmbito deste trabalho, é o somatório de todas as ondas, directas ou reflectidas, que atingem o ouvido humano ao longo do tempo.

Compreende-se igualmente que se o som percorre várias trajectórias para chegar ao receptor, e que a velocidade é constante, então as ondas que percorrem uma trajectória maior demoram mais tempo a chegar ao receptor, mesmo que o emissor já tenha parado de emitir. Com cada incidência numa superfície as ondas sonoras perdem energia devido à capacidade dos materiais de absorverem parte dessa energia. Este processo repete-se até ao ponto em que a energia da onda, e o respectivo nível de pressão sonora, deixa de ser perceptível ao ouvido humano.

Aqui entra o conceito de tempo de reverberação. Por definição o tempo de reverberação é o tempo, em segundos, necessário para que o som decaia 60 dB. Isto é o equivalente a referir que a intensidade sonora diminui para 1 milionésimo da intensidade inicial. Ainda assim, se se pretender medir o tempo de reverberação do escritório em actividade o ruído de fundo subirá pelo que este se sobreporá antes da extinção do ruído. Como tal, é frequente que se meça apenas o tempo de decaimento de 30 dB, ou 20 dB, extrapolando o resultado para um decaimento de 60 dB. No entanto, como o som não pára instantaneamente, apenas muito depressa, o decaimento inicial poderá não ser totalmente válido pelo que é comum ignorar-se o decaimento dos primeiros 5 dB e iniciar a medição do tempo a partir daí até que chegue aos 35 dB [37].

No entanto conclui-se que, para medir o tempo de reverberação, é necessário que a fonte sonora tenha uma potência elevada para garantir um decaimento suficiente acima do ruído de fundo. Os equipamentos mais usados são altifalantes, emitindo numa determinada banda de frequência ou em todo o espectro, e pistolas de pólvora seca [41].

Naturalmente que não existe um tempo de reverberação ideal para cada espaço, considerando unicamente a sua forma geométrica. O tempo de reverberação tem influência em vários aspectos, entre os quais a percepção da palavra (discutido posteriormente) e o nível de pressão sonora naquele espaço. Portanto, consoante a função de um determinado espaço, o respectivo tempo de reverberação deverá estar concordante. Em geral, para espaços em que a percepção da palavra é importante deverão ter tempos de reverberação mais baixos enquanto que espaços destinados à música deverão ter tempos de reverberação mais elevados ainda que variáveis consoante os tipos de música [18].

2.3.3.2. Fórmulas de previsão

Sabine foi o primeiro a desenvolver um modo de prever o tempo de reverberação de um dado espaço. Empiricamente definiu o tempo de reverberação como visível na equação 2.11. O tempo de reverberação é, portanto, relação do volume de um dado compartimento com a área de absorção sonora equivalente existente nesse local [22].

$$T = \frac{55,3 \cdot V}{c \cdot A} \text{ (s)} \quad (2.11)$$

em que V é o volume do compartimento, em m^3 , c é a celeridade, em m/s , A é a área de absorção sonora equivalente do espaço, em m^2 . Para temperaturas correntes, determinando o valor de c , a equação 2.11 pode ser simplificada na equação 2.12.

$$T = \frac{0,16 \cdot V}{A} \text{ (s)} \quad (2.12)$$

Como referido anteriormente, a área de absorção sonora equivalente de um espaço é o somatório do produto da área de superfície de cada material com o respectivo coeficiente de absorção sonora. Deste modo a equação 2.12 pode ser adaptada, obtendo-se a equação 2.13.

$$T = \frac{0,16 \cdot V}{\sum_{i=1}^n (S_i \cdot \alpha_i)} \text{ (s)} \quad (2.13)$$

Esta fórmula não é, de maneira nenhuma, coerente para todos os tipos de espaços na medida em que é possível observar que se o coeficiente de absorção sonora de todas as superfícies for 1, correspondendo a um material perfeitamente absorvente, o tempo de reverberação será invariavelmente diferente de zero. Isto representa uma falha da fórmula e por essa razão, a fórmula de *Sabine* deve ser usada em ambientes reverberantes, ou seja, com coeficientes de absorção sonora média inferiores a 0,20. Por esta razão, fórmula de *Sabine* é utilizada nos ensaios em câmara reverberante [18].

Eyring desenvolveu posteriormente uma fórmula de previsão que apresenta resultados bastante próximos da realidade quando os coeficientes de absorção sonora de todas as superfícies são semelhantes. A expressão 2.14 mostra a formulação apresentada por *Eyring*, em que $\alpha_{\text{médio}}$ é a média ponderada, pelas superfícies, dos coeficientes de absorção sonora [18].

$$T = \frac{0,16 \cdot V}{-S \cdot \log(1 - \alpha_{\text{médio}})} \text{ (s)} \quad (2.14)$$

Existem ainda outras formulações para a definição teórica do tempo de reverberação, sendo as duas apresentadas as mais usadas. Falta, no entanto, referir que as equações 2.11 e 2.12 não contemplam a absorção sonora do ar, ainda que esta seja desprezável para frequências inferiores a 1 kHz. Não contemplam também absorções localizadas, ou seja, elementos discretos cuja presença adiciona ao espaço uma determinada área de absorção equivalente, em m². É o caso de, por exemplo, pessoas, mesas e cadeiras. Então a fórmula 2.12 pode ser adaptada para se ter em conta estes efeitos, obtendo-se uma formulação generalizada para o cálculo do tempo de reverberação, equação 2.15 [41].

$$T = \frac{0,16 \cdot V}{\sum_{i=1}^N (S_i \cdot \alpha_i) + \sum_{j=1}^M A_j + m' \cdot V} \text{ (s)} \quad (2.15)$$

em que m' é a absorção sonora do ar, em m⁻¹, e A_j é a absorção sonora localizada j , em m².

Como referido anteriormente, o tempo de reverberação influencia o nível de pressão sonora daquele espaço. Como a absorção sonora influencia o tempo de reverberação, então o nível de pressão sonora pode ser influenciado pela absorção desse local. Isto vem de encontro à experiência humana que desde há muito percebeu que adicionando materiais absorventes a um local contribuía para que a “intensidade” do som diminuísse.

Pode-se estimar a diminuição do nível de pressão sonora num determinado local através da equação 2.16. Sabendo qual a área de absorção sonora equivalente total de um local antes e depois de se efectuar algum tipo de correcção acústica determina-se a redução, em dB, do nível de pressão sonora no local [39]. Note-se, no entanto, que para se obter um ganho de 3 dB é necessário que a área de absorção sonora equivalente total aumente para o dobro.

$$\Delta L = 10 \cdot \log \frac{A_1}{A_0} \text{ (dB)} \quad (2.16)$$

em que A_0 e A_1 são as áreas, em m^2 , de absorção sonora equivalente total antes e depois da correcção acústica, respectivamente.

2.3.4. SISTEMAS ABSORVENTES SONOROS

2.3.4.1. Introdução

Todos os materiais são capazes de dissipar alguma parte da energia que lhes é incidente. Os materiais e sistemas absorventes sonoros podem ser diferenciados consoante as suas características físicas bem como os seus mecanismos de funcionamento.

Por um lado, tem-se os materiais porosos e fibrosos, mais usados para as gamas das altas frequências. Por outro lado, os ressoadores são frequentemente usados para as baixas e médias frequências. Dentro da gama dos ressoadores, as membranas ressonantes actuam principalmente nas baixas frequências. A figura 2.10 [40] esquematiza, sem muito rigor, as zonas de influência de cada tipo de material e sistema referido bem como a grandeza da sua eficácia. Naturalmente que estes sistemas poderão ser usados em conjunto para responder às várias necessidades [19].

Seguidamente, expõe-se, em mais pormenor, cada um dos três principais mecanismos de absorção sonora existentes.

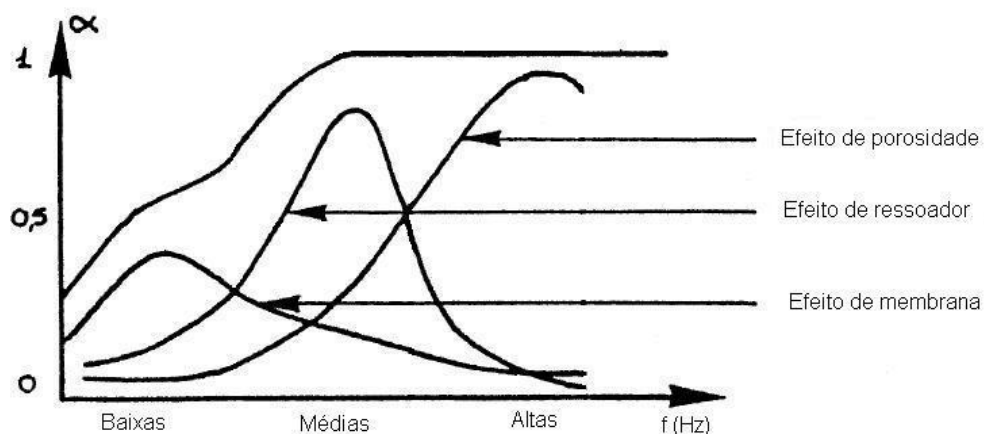


Figura 2.10. Zona e eficácia de absorção dos principais tipos de sistemas absorventes. [Adaptado de 20].

2.3.4.2. Materiais Porosos e Fibrosos

O processo de absorção dos materiais porosos e fibrosos baseia-se na existência de espaços de ar no interior dos materiais. Deste modo, a energia vibração do ar é transferida às fibras que resistem à fricção entre elas. Esta fricção liberta calor, dissipando, portanto, parte da energia incidente, ocorrendo a dita absorção sonora. O tamanho dos poros é, naturalmente, importante pois no caso dos espaços de ar serem muito grandes a vibração das fibras será menor pelo que, consequentemente, a absorção sonora será também menor. Por outro lado, se os interstícios dos poros forem muito pequenos, ou se as fibras estiverem rigidamente ligadas, a vibração será igualmente menor pelo que também haverá diminuição da absorção sonora.

Dado que a eficácia deste tipo de sistemas absorventes reside na existência de espaços de ar no interior do material qualquer tratamento que preencha ou obstrua os poros é desaconselhado, pois isso diminuirá invariavelmente a sua eficácia. É o caso de pinturas ou outros tipos de oclusões. Existem, no entanto, alguns tipos de tintas especificamente destinadas a estes materiais pelo que deverão ser as únicas a considerar.

Dentro da gama dos materiais porosos e fibrosos existem muitas soluções e sistemas. Entre os quais encontram-se:

- Tecidos e alcatifas;
- Massas porosas para projecção;
- Aglomerados de fibras de madeira;
- Mantas ou painéis de fibras minerais (lã de rocha, lã de vidro, etc.);
- Aglomerados de cortiça;
- Materiais plásticos (EPS, PUR, XPS, etc.).

Consoante o tipo de utilização e o espaço em que são aplicados, diferentes soluções devem ser implementadas. Por exemplo, tecidos, alcatifas e massas porosas para projecção são usados frequentemente em salas de espectáculo pois, dado que se tratam de soluções que têm que estar à vista, são igualmente esteticamente adequadas. Por outro lado, as mantas de fibras minerais e materiais plásticos são frequentemente usados em elementos construtivos, paredes e tectos falsos, bem como em complemento de outros sistemas absorventes em que estes materiais já não se encontram à vista.

Para este tipo de materiais, a espessura é igualmente relevante. Em termos gerais, o aumento da espessura implica também o aumento do coeficiente de absorção sonora do material, em particular nas médias e baixas frequências. A figura 2.11 mostra o comportamento de painéis de lã mineral em função da espessura. Verifica-se que o comportamento destes materiais é compatível com o aumento do coeficiente de absorção sonora com o aumento da frequência, até um dado valor. A partir desse valor o coeficiente de absorção sonora mantém-se mais ou menos constante com o aumento da frequência. Os coeficientes de absorção sonora em função da frequência são, então, máximos para as altas frequências, razão pela qual são utilizados em ambientes onde o ruído principal é proveniente da palavra. Com o aumento da espessura, o referido patamar estabelece-se mais cedo, isto é, para frequências mais baixas, aumentando a absorção sonora nas médias e baixas frequências [20].

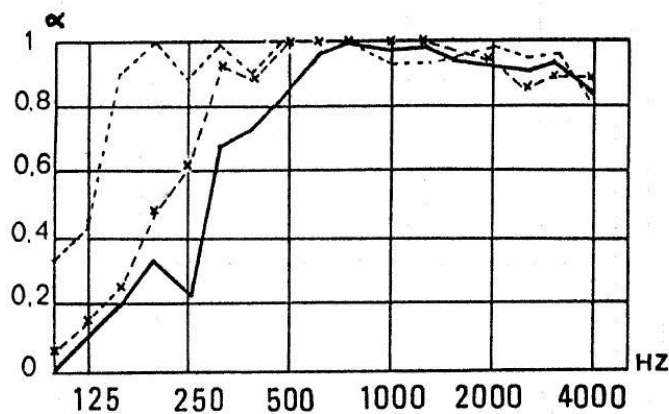


Figura 2.11. Lã mineral de espessura variável. Linha a cheio – 30 mm; Linha cruz – 40 mm; tracejado – 80 mm [20].

Dado que o espaço de ar nos materiais influencia a sua capacidade absorvente, então a sua massa volúmica, ou seja, a sua densidade influenciará igualmente a capacidade absorvente destes materiais. Para densidades menores que a óptima para cada material, a capacidade absorvente estará diminuída devido ao grande espaço entre as fibras. Por outro lado, para densidades superiores à óptima o espaço dos interstícios será demasiado pequeno pelo que a vibração das fibras será diminuta.

Para as fibras minerais o aumento da massa volúmica até cerca de 30 kg/m^3 implica igualmente o aumento do coeficiente de absorção sonora ao longo de todo o espectro. A figura 2.12 mostra a variação da absorção sonora com a massa volúmica em painéis de 50 mm de espessura. Pela análise da figura não existe uma relação clara entre a absorção sonora e a variação da massa volúmica. Verifica-se, porém, que densidades superiores não implicam necessariamente aumentos de absorção sonora nas altas frequências, se bem que se verificam alguns acréscimos de absorção nas baixas frequências [23].

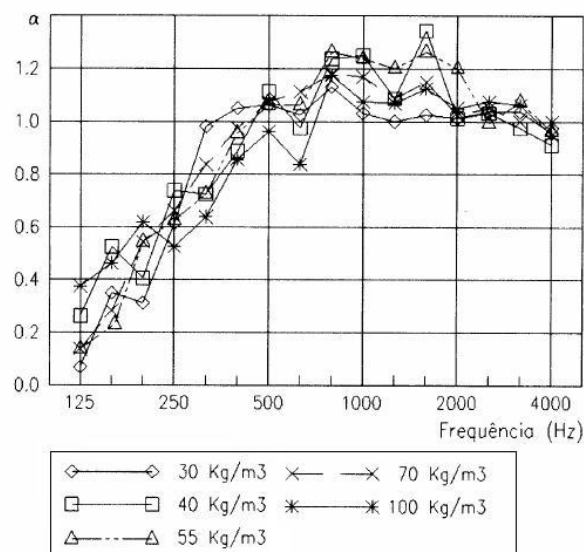


Figura 2.12. Influência da massa volúmica da lã de rocha no coeficiente de absorção sonora [23].

O comportamento destes materiais nas baixas frequências pode ainda ser melhorado ao afastá-lo da superfície na qual estaria apoiado. Isto cria um espaço de ar por trás do material absorvente e é uma metodologia económica, ainda que limitada, de melhorar o desempenho destes materiais [42].

2.3.4.3. Membranas ressonantes

As membranas ressonantes são especificamente destinadas à absorção sonora nas baixas frequências. São, portanto, particularmente eficazes na absorção de ruídos provenientes de sistemas de ar condicionado e computadores. O seu processo de funcionamento baseia-se na vibração destes painéis pelas ondas incidentes e consequente dissipação de energia por através do atrito interno causado pela deformação do sistema. Estes sistemas consistem em placas ou painéis de algum tipo de material, rigidamente fixados a uma determinada distância de um paramento, constituindo-se portando um volume confinado entre a membrana e o paramento. Gráficamente, o comportamento de absorção destes sistemas corresponde a um pico de absorção em torno da frequência de ressonância do sistema. Consequentemente, o pico de absorção é máximo na frequência de ressonância. A frequência de ressonância do sistema é possível de determinar através da equação 2.17.

$$f = \frac{c}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{m \cdot d}} \quad (\text{Hz}) \quad (2.17)$$

em que c é a celeridade, ρ é a massa volúmica do ar, em kg/m^3 , (aproximadamente $1,21 \text{ kg/m}^3$ para o ar a 20°C), m é a massa superficial do material, em kg/m^2 , e d é a espessura da caixa de ar, em m.

Este tipo de sistemas pode ser controlado para uma determinada frequência pelo que as membranas ressonantes podem ser dimensionadas para colmatar as necessidades de um determinado espaço. Como se pode verificar, o tipo de material bem como a espessura da caixa de ar são os parâmetros que influenciam a frequência de ressonância deste tipo de sistemas. O parâmetro massa superficial pode ser controlado de duas maneiras. Reduzindo a espessura de um dado material ou a massa volúmica do mesmo contribuirá para diminuição da massa superficial e, consequentemente, para o aumento da frequência de ressonância do sistema. Por outro lado, a diminuição da espessura da caixa de ar causará igualmente um aumento da frequência de ressonância [30].

Com a introdução de materiais porosos na caixa de ar o pico de absorção diminui enquanto que a absorção sonora aumenta nas frequências próximas da frequência de ressonância. Ou seja, a introdução de materiais porosos nas caixas de ar destes sistemas diminui a eficácia de pico de absorção sonora enquanto que aumenta, simultaneamente, a amplitude de frequências em que ocorre de facto absorção. Isto pode ser observado na figura 2.13. Deve-se ainda referir que os materiais porosos no interior da caixa de ar deverão estar distanciados da membrana para que a mesma possa vibrar sem qualquer tipo de restrição, maximizando a absorção sonora.

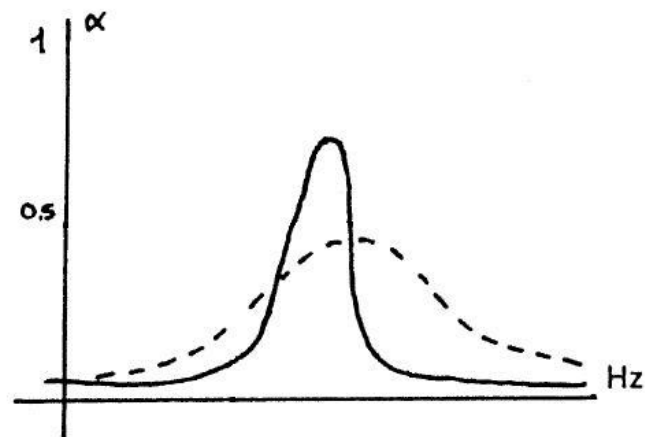


Figura 2.13. Curva de valores do coeficiente de absorção sonora de um ressonador. A cheio, sem lã mineral; a tracejado, com lã mineral. [Adaptado de 20].

No âmbito deste trabalho irão ser dimensionados painéis deste tipo, em madeira ou derivados. Para isso apresenta-se nas figuras 2.14 e 2.15 um método expedito para dimensionamento de membranas bem como uma estimativa do coeficiente de absorção sonora máxima possível de se obter para uma dada configuração de parâmetros. Admitem-se, no entanto, algumas limitações no método. O método assume a existência de painéis de material absorvente com 25 mm de espessura, pelo que espessuras diferentes conduzirão a resultados diferentes. A partir do gráfico da figura 2.14, com base na espessura da caixa de ar e na massa superficial do sistema pode-se estimar a frequência de ressonância bem como a capacidade máxima de absorção de A a J . Essa capacidade de absorção pode, seguidamente, ser interpretada na figura 2.15 em que f_0 é a frequência de ressonância [41].

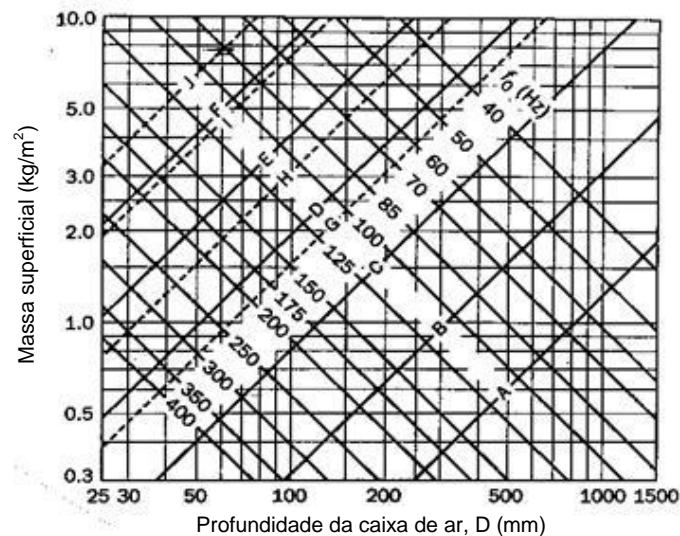


Figura 2.14. Ábaco para determinação da frequência de ressonância [Adaptado de 41].

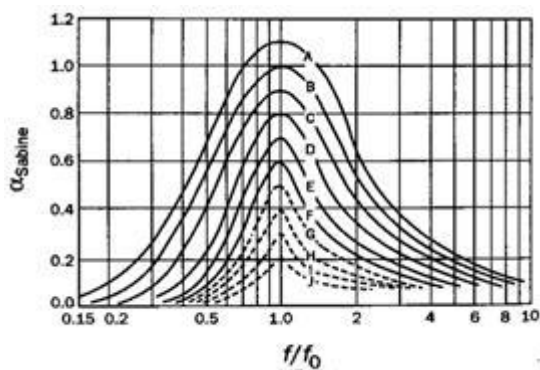


Figura 2.15. Esquema de previsão da eficácia do sistema [41].

2.3.4.4. Ressonadores

Os ressoadores, também conhecidos como ressoadores de cavidade ou de *Helmholtz*, são elementos versáteis para a absorção de médias frequências. A forma mais básica de um ressoador de *Helmholtz* não é mais que uma cavidade, de paredes rígidas, com uma única abertura. O modo de funcionamento destes sistemas resume-se a um sistema vibratório do tipo massa/mola, em que o ar no gargalo é a massa e o ar na cavidade funciona como a mola, conforme o disposto na figura 2.16. Ocorrendo dissipação de energia ocorrerá, naturalmente, absorção sonora. Este tipo de sistemas pode ser “afinado” para uma determinada frequência variando a rigidez da mola e/ou o valor da massa [17].

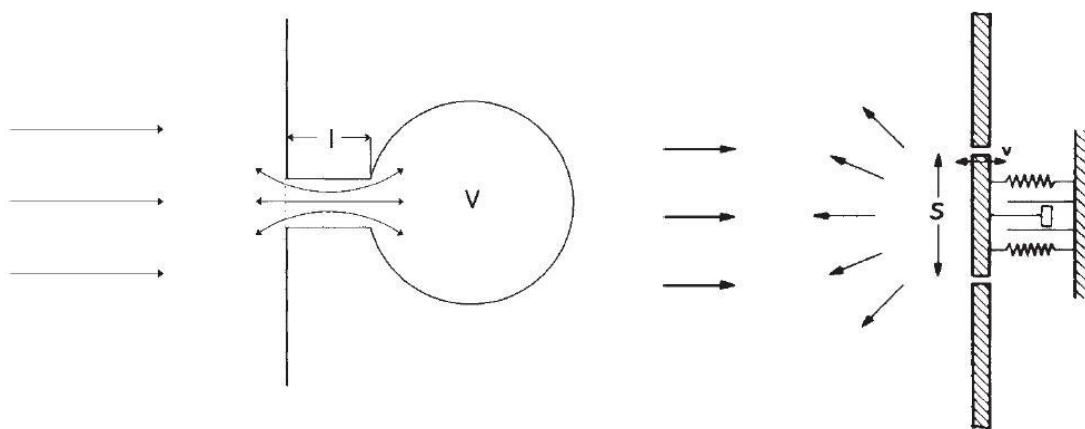


Figura 2.16. Ressonador de Helmholtz: Esquema real à esquerda e de funcionamento à direita [17].

Os ressoadores podem ser classificados como isolados, quando existe apenas uma abertura associada a um volume confinado, ou agrupados, quando existem várias aberturas associadas a um único espaço de ar. A forma mais comum do primeiro é uma garrafa vazia, sendo que este tipo de ressoadores foi utilizado em anfiteatros no Império Romano e em igrejas ao longo da Idade Média [21]. Os ressoadores agrupados, por outro lado, surgem frequentemente na forma de painéis perfurados, que serão alvo de estudo mais aprofundado neste trabalho.

Tal como as membranas ressonantes, a absorção sonora é máxima na frequência de ressonância do sistema pelo que esta diminui rapidamente nas frequências junto da ressonância. Ainda à semelhança

das membranas ressonantes, a amplitude de frequências em que ocorre absorção pode ser aumentada, à custa da absorção máxima, com a introdução de materiais porosos e fibrosos na caixa de ar.

Pela impedância acústica compreende-se que o sistema absorverá tanto mais quanto maior for a impedância desse sistema. Sabendo que ele é dependente da velocidade de propagação das ondas, então quanto menor a velocidade de propagação maior será a absorção sonora. Considere-se agora um volume constante de ar a atravessar os orifícios do ressoador a uma dada velocidade. Se o caudal é constante então a velocidade será maior quando a área diminui pelo que a velocidade será máxima ao atravessar os orifícios. Por essa razão, o material poroso deve ser colocado junto às aberturas, na tentativa de diminuir a velocidade de propagação das ondas, aumentando pois a absorção [22]. A figura 2.17 mostra um esquema de um painel perfurado com material poroso no interior.

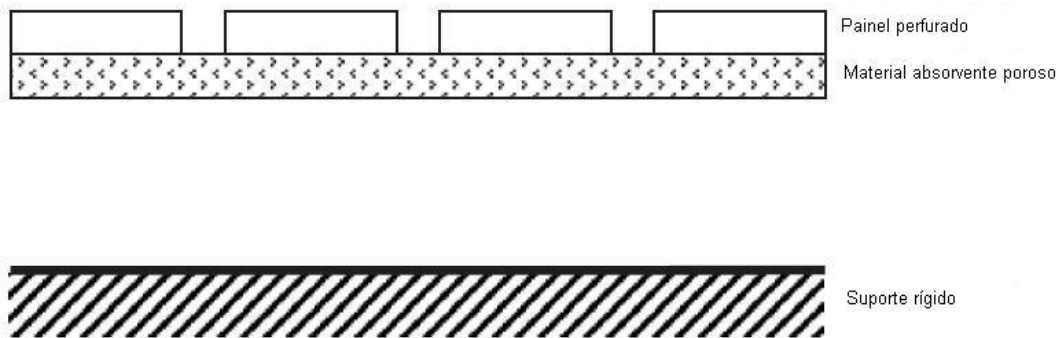


Figura 2.17. Painel perfurado com material absorvente no interior [Adaptado de 22].

A frequência de ressonância de ressoadores isolados pode ser estimada através da equação 2.18 [22].

$$f = \frac{c}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{S}{V \cdot l_e}} \quad (\text{Hz}) \quad (2.18)$$

em que c é a celeridade, S é a secção da abertura, em m^2 , V é o volume da cavidade, em m^3 , e l_e é o comprimento efectivo do gargalo, em m.

Analogamente, para os ressoadores agrupados, a frequência de ressonância pode ser estimada através da equação 2.19 [22].

$$f = \frac{10 \cdot c}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{P}{l_e \cdot d}} \quad (\text{Hz}) \quad (2.19)$$

em que, mais uma vez, c é a celeridade, P é a percentagem de furação, em %, l_e é o comprimento efectivo do gargalo, em cm, e d é a profundidade da caixa de ar, em cm.

O comprimento efectivo do gargalo é definido pela expressão 2.20. É, portanto, a soma do comprimento geométrico do gargalo com a correcção de bordo para aquele orifício. A correcção de bordo é função do raio do orifício e dos parâmetros ε_i e ε_e que correspondem às correcções geométricas interiores e exteriores dos orifícios, equação 2.21 [21].

$$l_e = l + l_c \quad (2.20)$$

$$l_c = r \cdot (\varepsilon_i + \varepsilon_e) \quad (2.21)$$

Note-se que, no caso dos orifícios não serem circulares, pode-se determinar um raio equivalente através de $r = \sqrt{S/\pi}$. A figura 2.18 mostra os valores dos parâmetros δ para as formas mais correntes de orifícios. A partir da mesma figura conclui-se que o valor das correcções para painéis perfurados é 0,85 tanto para a correcção exterior como interior [21].

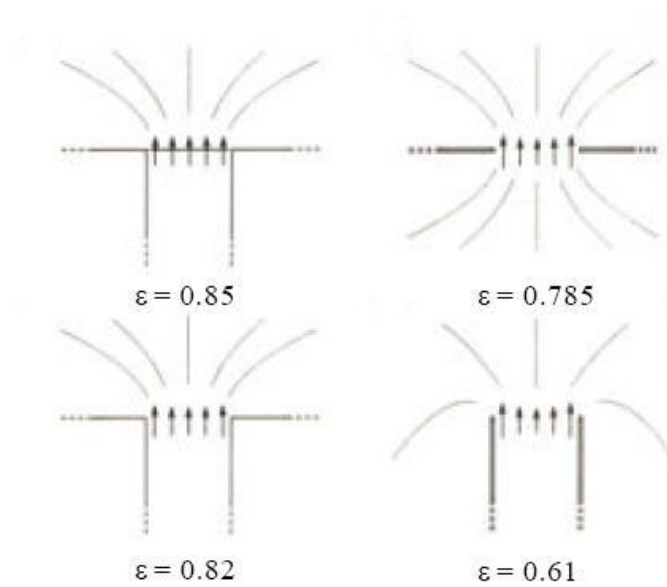


Figura 2.18. Correcções de bordo para aberturas correntes [21].

Então as equações 2.18 e 2.19 podem ser reescritas tendo-se então, respectivamente, para ressoadores isolados

$$f = \frac{c}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{S}{V \cdot (l + 1,7r)}} \quad (Hz) \quad (2.22)$$

em que l é a espessura do painel, em m, e r é o raio do orifício, em m, e, para ressoadores agrupados,

$$f = \frac{10 \cdot c}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{P}{(e + 1,7r) \cdot d}} \quad (\text{Hz}) \quad (2.23)$$

em que, e é a espessura do painel, em cm, e r é o raio de cada perfuração, em cm.

Verifica-se então que os ressoadores se podem afinar para uma determinada gama de frequências a partir da variação do tamanho das perfurações, profundidade da caixa de ar, espessura do painel e taxa de perfuração.

Pela análise da equação 2.23, verifica-se que o aumento da taxa de perfuração conduz ao aumento da frequência de ressonância. Por outro lado, o aumento da espessura do painel, do raio das perfurações e da profundidade da caixa de ar contribuirá para a diminuição da frequência de ressonância.

A taxa de perfuração não só interfere na frequência de ressonância como também no coeficiente de absorção sonora decorrente deste tipo de sistemas. Com efeito, pode-se afirmar que, para sistemas incluindo materiais porosos no interior da caixa de ar, o aumento da taxa de perfuração até cerca de 25% implica simultaneamente um incremento da absorção sonora nas frequências superiores à de ressonância. Isto pode ser verificado na figura 2.19. Refere-se ainda que para taxas de perfuração superiores a 25%, o ganho de absorção sonora não é tão significativo pois a partir daquele valor, o processo de absorção passa a ser controlado pelo material poroso no interior da caixa de ar [22].

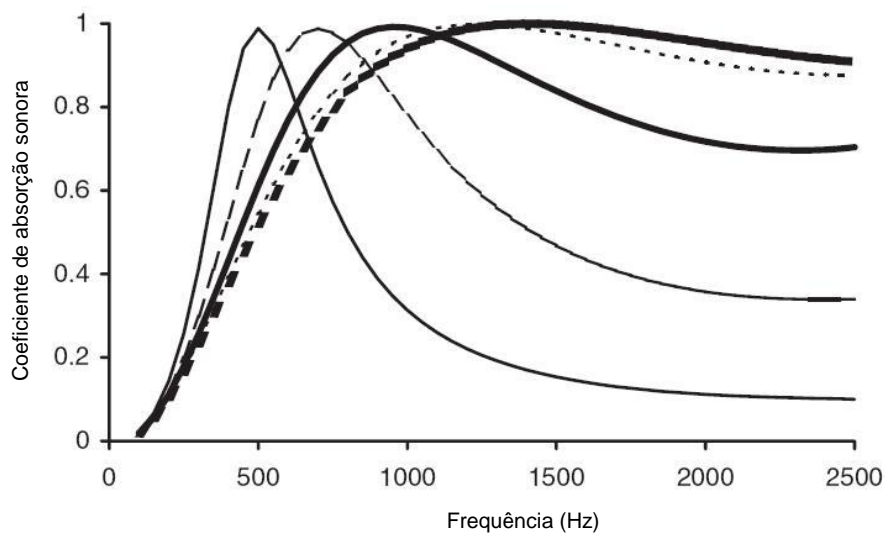


Figura 2.19. Efeito da perfuração num ressoador agrupado. Cheio fino – 6%; Fino tracejado – 12,5%; Grosso cheio – 25%; Grosso tracejado – 50%; Pontuado – 100% [Adaptado de 22].

Naturalmente que as perfurações não necessitam de ser constantes ao longo de uma dada superfície, nem ter sequer a mesma forma. Como tal, resultados diferentes surgirão com a inclusão de diferentes formas e raios de perfuração, especialmente porque o sistema passa a ter várias frequências de ressonância alargando-se o espectro de absorção. No presente trabalho será alvo de avaliação a

influência da forma das furações para uma taxa de perfuração semelhante pelo que mais sobre este assunto será apresentado adiante.

Simultaneamente o espectro de absorção poderia ainda ser alargado na eventualidade da profundidade da caixa de ar ser variável. Dado que o sistema é bastante semelhante com as membranas ressonantes, em conceito e a menos das perfurações, é natural que os sistemas perfurados apresentem igualmente, em certa medida, um comportamento de membrana ressonante. Deste modo, dadas as suas características de peso e rigidez, como referido anteriormente, o sistema perfurado apresentará igualmente absorção nas baixas frequências. Dada a sua simplicidade de conceito, a sua possibilidade de ser afinado de acordo com as necessidades de um dado espaço e a sua capacidade de obter uma grande amplitude de absorção estes sistemas constituem uma solução versátil, rápida e eficiente para um ambiente de escritórios.

Produzindo-se um volume de ar confinado nos sistemas deste tipo, então a caixa de ar terá igualmente associada a ela um tempo de reverberação interno, ou seja, um tempo associado ao decaimento do som em 60 dB. Se esse tempo de reverberação interno for muito superior ao tempo de reverberação do espaço onde o sistema está aplicado então poderão surgir problemas associados a ruídos interferindo com o sinal que se pretende propagar em adequadas condições.

Um modo de avaliar este problema é o chamado factor de qualidade Q' , *factor- Q'* , que descreve a rapidez de decaimento do ruído no interior da caixa de ar com o afastamento da frequência de ressonância. Portanto quanto menor o factor de qualidade Q' menor será o tempo de reverberação interno associado àqueles sistemas. Q' é determinado através da equação $Q' = f_0 / \Delta f$, em que f_0 é a

frequência de ressonância do sistema, em Hz, e Δf é a amplitude de frequências, em Hz, em que o ruído é superior ao nível de pressão sonora máximo subtraído de 3 dB conforme o disposto na figura 2.20. Estudos em painéis perfurados circulares e rasgados mostraram que estes sistemas obtêm valores de Q' entre 1 e 5 pelo que esses valores correspondem a tempos de reverberação internos muito baixos. Isto provavelmente deve-se ao facto destes sistemas serem frequentemente preenchidos com material poroso que alarga o espectro de absorção em frequência e, conseqüentemente, alarga também a amplitude Δf [42]. Compreende-se, pois, que estes sistemas estão particularmente sujeitos a este tipo de problemas quando estão afinados para médias e altas frequências e não possuem material poroso como preenchimento no seu interior.

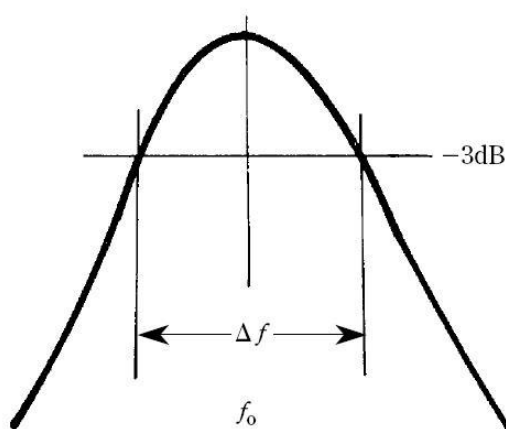


Figura 2.20. Amplitude de frequências para o cálculo do factor de qualidade Q' [42].

2.3.5. CAMPO DIRECTO E CAMPO REVERBERADO

O nível de pressão sonora instalado num dado compartimento será consequência da criação de dois campos sonoros distintos e sobrepostos. Um, o campo directo, é o resultado da chegada directa do som ao receptor. O segundo, o campo reverberado, resulta das reflexões criadas no compartimento e que atingem posteriormente a fonte. Quando analisados separadamente, enquanto no primeiro o nível de pressão sonora decresce com o aumento da distância entre o emissor e a fonte, no segundo o nível de pressão sonora é sensivelmente constante, se se admitir que a soma de todas as reflexões que atingem o receptor num dado instante se mantém igual ao longo do tempo. O campo directo e a sua intensidade é, naturalmente, dependente do coeficiente de direcionalidade Q e, como referido anteriormente, da distância do emissor à fonte. Por outro lado, percebe-se que, criado pelas reflexões, o campo reverberado depende da capacidade de absorção das superfícies no local, na forma de uma constante R , em m^2 . R pode ser calculado através da equação 2.24 [8].

$$R' = \frac{A}{(1 - \alpha_{\text{médio}})} \quad (m^2) \quad (2.24)$$

A é a área de absorção sonora equivalente presente no compartimento, em m^2 , e $\alpha_{\text{médio}}$ é o coeficiente de absorção sonora médio do local.

Dado que estes campos se sobrepõem, então o nível de pressão sonora perceptível no local será diferente do nível de potência sonora emitido pela fonte. Pode-se determinar qual o nível de pressão sonora perceptível no local através da equação 2.25 [41].

$$L_I = L_W + 10 \log \left(\frac{Q}{4\pi \cdot r^2} + \frac{1}{R'} \right) \quad (dB) \quad (2.25)$$

L_I é o nível de intensidade sonora perceptível no local, em dB. L_W é o nível de potência sonora emitido pela fonte, em dB, Q é o coeficiente de direcionalidade e toma o valor de 1 para fontes omnidireccionais, r é a distância da fonte ao receptor, em m, e R' é a constante derivada da absorção sonora presente no local. Percebe-se então a influência destes parâmetros no campo directo e reverberado, respectivamente, ao observar-se a soma do argumento do logaritmo.

Percebe-se também que o campo directo é predominante nas zonas mais próximas da fonte sendo que à medida que a distância aumenta diminui a intensidade do campo directo, tornando-se mais predominante o campo reverberado. Graficamente, este comportamento é verificado na figura 2.21. Compreende-se que a influência do campo directo é representada pelos segmentos de recta de declive negativo pelo que a influência do campo reverberado é representada pelas linhas horizontais. Então consoante as características de direcionalidade do som, a distância à fonte e a absorção do local, o som tenderá a diminuir inicialmente, tal como a atenuação no ambiente exterior, com o aumento da distância acabando por estabilizar num determinado valor. Note-se que com o aumento da direcionalidade do som, o nível de pressão sonora inicial é maior. Percebe-se também que se aumentarem as características de absorção do local haverá uma redução do nível sonoro maior nas distâncias maiores [41].

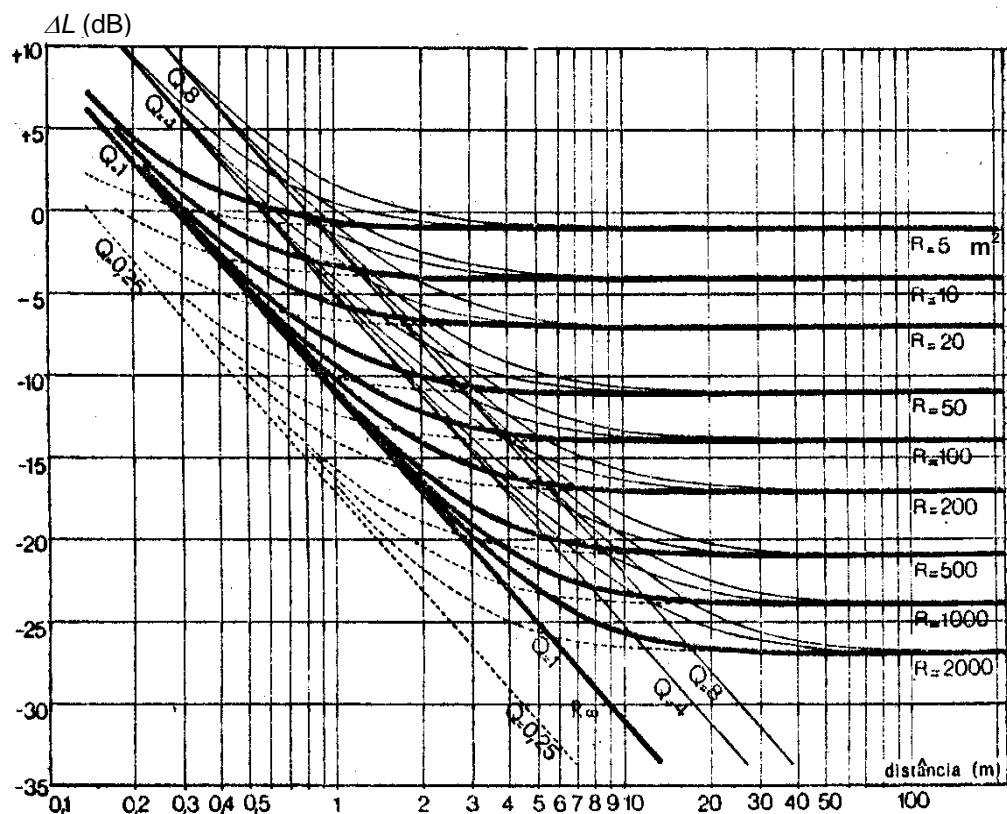


Figura 2.21. Curvas para cálculo de situações de campo directo e reverberado, em que $\Delta L = L_I - L_W$ [41].

2.4. OPEN SPACE E PRIVACIDADE DA PALAVRA

2.4.1. PARÂMETROS DE DEFINIÇÃO

Não é possível separar os conceitos de *open space* e privacidade da palavra. Ambos encontram-se intrinsecamente ligados na medida em que todos os espaços do tipo *open space* sofrerão, inevitavelmente, de problemas relativos à privacidade da palavra. Enquanto que nos *enclosed spaces* o ruído chega ao receptor, principalmente através das paredes, portas e a transmissões marginais, já com alguma atenuação, no caso dos *open spaces* o problema é muito maior dado que o ruído atinge o receptor através de reflexões nos tectos, difracção pelos bordos de barreiras verticais e, muitas vezes, directamente. A própria tecnologia utilizada para melhorar condições de privacidade da palavra, como por exemplo sistemas sonoros de disfarce de ruído (*masking sounds*), encontra-se relacionada com os *open spaces* pois é nestes locais que estes sistemas são, frequentemente, aplicados.

A problemática da privacidade da palavra é analisada segundo três aspectos: fonte, percurso e receptor. Em termos práticos isto refere-se à intensidade e nível sonoro das fontes (pessoas, telefones, computadores, etc.), à existência ou não de barreiras, sistemas absorventes e ao ruído de fundo, respectivamente.

A privacidade da palavra pode ser analisada através de vários parâmetros. Um dos mais importantes é o chamado, *signal-to-noise ratio* – SNR. O *signal-to-noise ratio* permite medir a diferença entre o nível sonoro de um dado sinal, frequentemente na forma da palavra e a uma dada intensidade, e um tipo de ruído que serve como base de comparação, frequentemente o ruído de fundo [30]. Como já se

referiu anteriormente, o ruído de fundo em escritórios é, geralmente, constituído por ruídos provenientes de sistemas de ventilação, telefones, computadores, etc. A figura 2.22 esquematiza o significado físico de *signal-to-noise ratio* enquanto que a figura 2.23 mostra o adequado funcionamento dos *open spaces* em termos de análise por via do SNR [30]. O que se pretende num *open space* com adequadas características de privacidade é um alto SNR no local onde decorre uma dada conversa, por exemplo, e sistemas adequados de modo a que o ruído, ao atravessar uma barreira (ou espaço aberto em distância suficiente) diminua para o menos possível acima do ruído de fundo, obtendo-se assim um SNR igual ou inferior a 0. Outra perspectiva de resolução do problema é distanciar-se os locais de trabalho de modo que, com a atenuação do som no ar, o ruído no receptor seja igual ou inferior ao ruído de fundo.

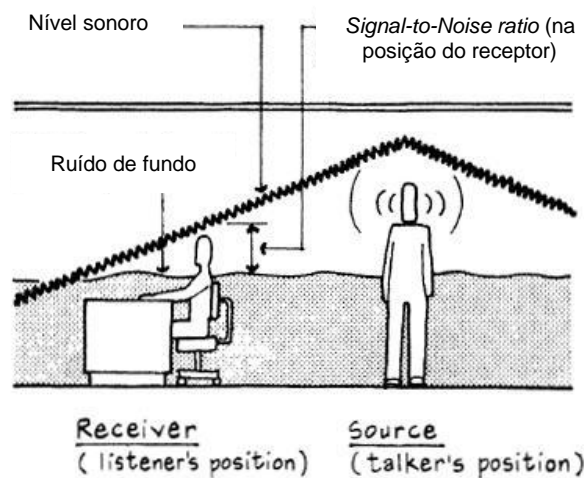


Figura 2.22. Princípio de funcionamento do SNR, *Signal-to-Noise Ratio* [Adaptado de 30].

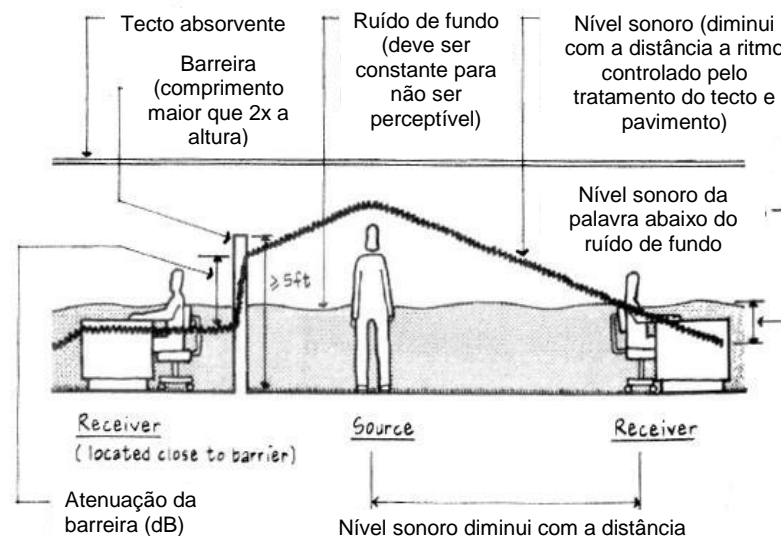


Figura 2.23. Idealização do correcto funcionamento de um ambiente *open space* [Adaptado de 30].

Outro parâmetro utilizado para avaliar a privacidade da palavra é o *Articulation Index*, *AI*. O *Articulation Index*, ou Índice de Articulação, foi criado para avaliação das condições de inteligibilidade da palavra, ou seja, da perceptibilidade da mesma. No entanto, o mesmo parâmetro pode ser utilizado para medir a privacidade da palavra modificando-se o objectivo a atingir. Enquanto para dimensionamento de espaços com boas condições de audibilidade se pretende maximizar o *Articulation Index*, no caso do dimensionamento de espaços de trabalho de tipologia open space o que se pretende é maximizar o *AI* no local do emissor e minimizar o mesmo no local do receptor pelo que quanto menor for o *Articulation Index* maior será a privacidade da palavra num dado local.

O *Articulation Index* é calculado através do somatório da diferença entre o nível de conversação, *nc*, e o ruído de fundo, *rf*, num dado local, pesada de acordo com a importância relativa de cada banda de frequência e dividido por 10000, conforme a equação 2.26. Os pesos, *w*, para as bandas de frequência dos 250 aos 4 kHz, respectivamente, são: 18, 50, 75, 107 e 83 [41]. Dada a sua ligação à palavra é natural que a importância relativa das frequências seja maior naquelas presentes no discurso humano, nomeadamente as frequências onde se situam as consoantes. O *Articulation Index* não é mais então que *Signal-to-Noise Ratios* pesados por frequência.

$$AI = \frac{\sum((nc - rf) \cdot w)}{10000} \quad (2.26)$$

No quadro 2.5 pode-se observar qual o grau de privacidade obtido, em função do *Articulation Index* medido para um dado local. Espera-se obter, portanto, um *Articulation Index* entre 0,05 e 0,20 em ambiente *open plan* correctamente dimensionados. Em 1997 este método foi melhorado constituindo o actual *Speech Intelligibility Index*, *SII*, que figura na norma ANSI S3.5-1997 [41].

Quadro 2.5. Privacidade da palavra em função de valores de *AI*, [Adaptado de 30].

<i>Articulation Index</i>	Grau de Privacidade
< 0,05	Confidencial
[0,05 a 0,20[Normal
[0,20 a 0,30]	Marginal
> 0,30	Muito pobre ou nula

O *Speech Intelligibility Index* pode ser calculado através da equação 2.27, em que I_i é a função de importância de banda, A_i é a função audibilidade de banda e i constitui uma dada banda de frequência. O *SII* é, portanto, um somatório ponderado de uma função de audibilidade numa dada banda de frequência em relação à importância das variadas bandas de frequência. Existem várias metodologias para calcular o *SII*, em bandas de oitava e terço de oitava e diferentes importâncias atribuídas às várias bandas de frequência. A função importância I_i é definida na norma ANSI S3.5-1997 de acordo com a metodologia e rigor com que se pretende calcular *SII* [45].

$$SII = \sum_{i=1}^n I_i A_i \quad (2.27)$$

A função audibilidade, A_i pode ser determinada através da equação 2.28, na qual L_i é o factor de distorção do discurso, na banda de frequência i . Este valor é dependente do espectro sonoro de um dado local e da sua relação com um espectro de referência presente na norma. L_i não poderá tomar valores superiores a 1. E'_i é o nível sonoro do discurso presente num local, na banda de frequência i , e D_i é o nível de perturbação equivalente, para a banda de frequência i . D_i é função do espectro de ruído presente naquele local.

$$A_i = L_i \left(\frac{E'_i - D_i + 15}{30} \right) \quad (2.28)$$

Note-se que tanto para o *Articulation Index* como para o *Speech Intelligibility Index*, o seu valor, embora proporcional à percepção do discurso, não possui uma relação directa de valor com o mesmo. Por exemplo, um SII de 0,5 não implica que haja um entendimento de metade do discurso. Muito pelo contrário, apenas indica que 50% da informação foi correctamente recebida em condições de usabilidade. Isto, no entanto, é o equivalente a uma inteligibilidade de perto de 100% em indivíduos com audição normal. Na figura 2.24 pode-se observar a relação da perceptibilidade da palavra com o SII em termos de três tipos de discursos de teste [46].

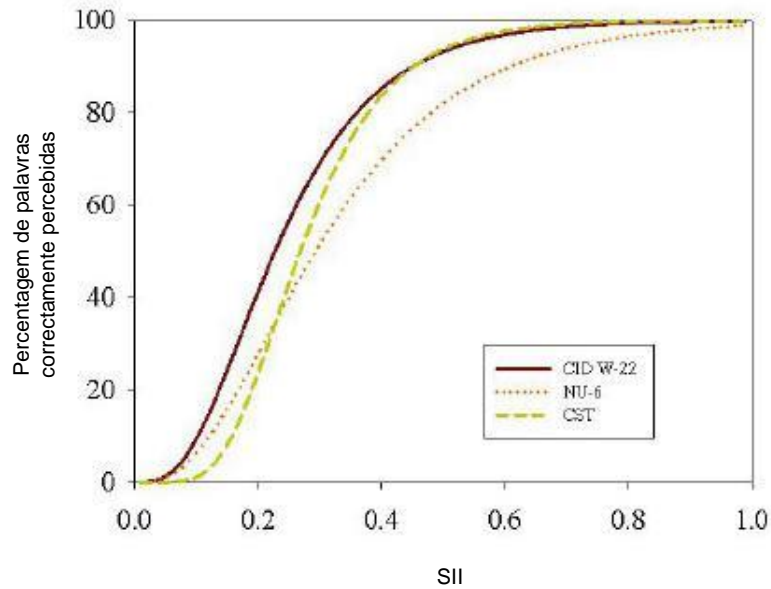


Figura 2.24. Relação entre o SII e a perceptibilidade da palavra com 3 discursos tipo [Adaptado de 46].

O *STI*, ou *Speech Transmission Index*, é um parâmetro destinado a medir a inteligibilidade da palavra. Varia entre 0 e 1 correspondendo esses valores a inteligibilidade nula e óptima, respectivamente. É

também, a par do *RASTI* (versão simplificada do *STI*), o único parâmetro passível de ser determinado, *in situ*, através de equipamento próprio e automatizado. Este equipamento é constituído por um emissor e um receptor. Desenvolvido por Steeneken e Houtgast, o *STI* mede objectivamente a inteligibilidade da palavra baseando-se na aplicação de um sinal específico medindo-se, posteriormente, o sinal recebido. A qualidade da transmissão decorrente desta medição é expressa pelo índice *STI*. A medição do *STI* envolve a utilização de um sinal de teste específico, a partir do qual se determina o *SNR* efectivo em cada banda de oitava e que serão utilizados para o cálculo do referido parâmetro. Esta abordagem de se utilizar um sinal específico permite a interpretação adequada de alguns fenómenos como distorções não lineares e temporais. No entanto, nem o *STI* ou o *SII* têm em consideração a capacidade dos ouvintes se concentrarem num sinal vindo de uma dada direcção [47].

Os vários elementos construtivos num espaço *open space*, tal como barreiras, podem ser caracterizados, e, conseqüentemente, obter-se uma noção da eficácia das mesmas quanto ao isolamento sonoro que ela proporciona, através do parâmetro *R*, redução sonora, medido em dB. Nos países anglo-saxónicos este parâmetro é conhecido como *TL*, *Transmission Loss*. A redução sonora pode ser definida genericamente através da equação 2.29, em que τ é o coeficiente de transmissão sonora. Ou seja, é a percentagem de energia transmitida através de um dado elemento face à quantidade total incidente.

$$R = 10 \log \frac{1}{\tau} \text{ (dB)} \quad (2.29)$$

A partir dos valores da redução sonora de um elemento, pode-se então obter uma indicação do isolamento sonoro a ruídos aéreos a partir de ensaios normalizados segundo a norma NP EN ISO 140-3. Posteriormente estes valores podem ser ajustados a uma curva de referência de acordo com a norma EN ISO 717-1, obtendo-se o parâmetro R_w . O parâmetro equivalente nos Estados Unidos da América é o denominado *STC*, *Sound Transmission Class*, e difere do anterior na gama de frequências que abrange. Embora o primeiro se estenda desde os 100 Hz aos 3150 Hz, o segundo estende-se dos 125 Hz aos 4 kHz [41].

Não tão ligado à privacidade da palavra mas ainda dentro da temática dos *open spaces* surge o conceito de *NC*, *Noise Criterion*. Este parâmetro foi desenvolvido por Beranek em 1957 e encontra-se hoje a cair lentamente em desuso. No entanto devido à sua simplicidade merece ainda um lugar de destaque. O parâmetro *NC* é utilizado para definir curvas de incomodidade, isto é, uma avaliação da incomodidade causada num dado local por ruídos de fundo provenientes de equipamentos sendo utilizadas para caracterizar ruídos de fundo estáveis, como por exemplo sistemas AVAC ou até sistemas sonoros de disfarce de ruído. Medindo-se os níveis de pressão sonora num dado local e comparando com as curvas de incomodidade presentes na figura 2.25, a classificação *NC* será dada pela menor curva de incomodidade que não é excedida por nenhum ponto da curva de níveis de pressão sonora medidos, em bandas de oitava [30].

Em paralelo com o parâmetro *NC* vem o *NR*, *Noise Rating*. O *NR* foi proposto em 1962 por Kosten e Van Os. O seu modo de funcionamento é em tudo semelhante ao método utilizado nas curvas *NC* embora as curvas *NR* se estendam por todas as bandas de frequência dos 31.5 Hz aos 8 kHz em vez dos 63 Hz aos 8 kHz utilizados nas curvas *NC*. Acabou por ser mais utilizada na Europa devido ao facto de ter sido institucionalizada através de norma ISO [41]. A figura 2.26 mostra algumas curvas *NR* com as quais deve ser comparado o espectro de ruído em questão.

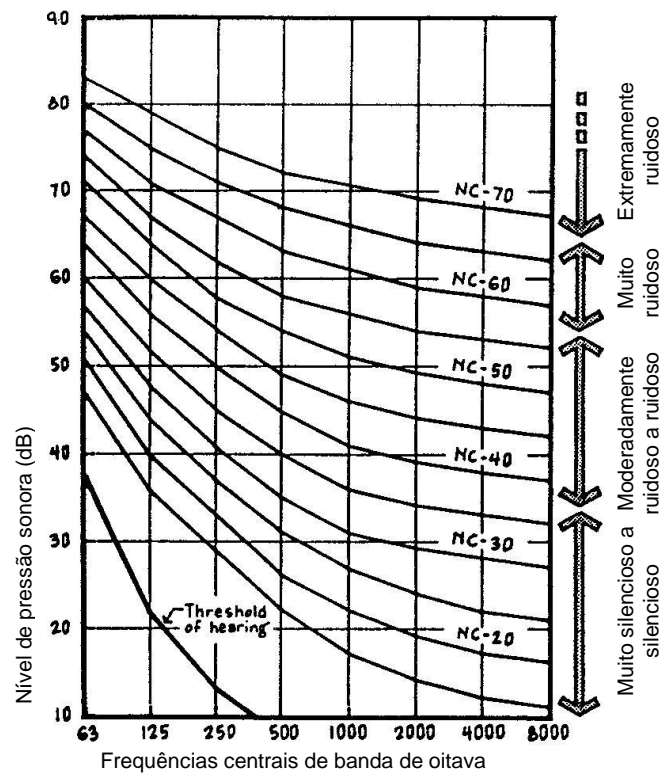


Figura 2.25. Espectro de curvas de incomodidade NC [Adaptado de 30].

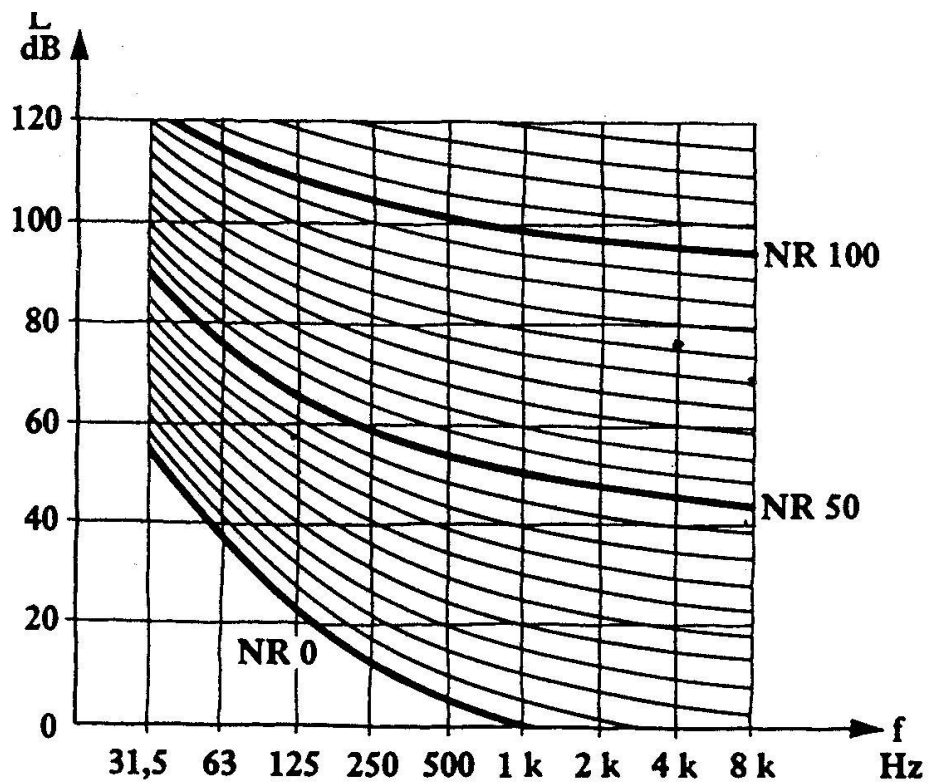


Figura 2.26. Espectro de curvas NR [41].

2.4.2. EXIGÊNCIAS E CRITÉRIOS DE DIMENSIONAMENTO

Para se conseguir um espaço com características mínimas de privacidade da palavra é necessário que se reúna pelo menos uma das seguintes condições, sendo que quantas mais forem cumpridas melhores serão as características de privacidade da palavra nesse espaço [30]:

- Conversas não perceptíveis pelos vizinhos;
- Espaço livre de ruídos detractores da concentração, frequentemente conversas vizinhas;
- Capacidade para que conversas ao telefone e face a face sejam completamente perceptíveis entre os participantes.

É necessário, então, definir concretamente quais os parâmetros que influenciam a criação de um espaço de trabalho de tipologia *open space* com elementos autoportantes funcionando simultaneamente como divisórias de espaços de trabalho e barreiras acústicas. É certo que cada um dos seguintes parâmetros [30] influenciará, de maneira diferente, as características desse espaço pelo que, seguidamente, se irão tecer alguns comentários quanto a cada um dos factores:

- Absorção sonora do espaço;
- Distância entre o emissor e receptor;
- Nível de comunicação desejado;
- Nível de privacidade desejado;
- Orientação do emissor;
- Características das barreiras;
- Ruído de fundo;
- Organização do espaço.

Em termos da absorção sonora total de um espaço *open plan* refere-se em particular a absorção sonora dos tectos e pisos. A energia sonora pode ser reflectida, em direcção a outros espaços de trabalho, sobre e sob barreiras divisórias, no caso destas não se estenderem até aos tectos e possuírem folgas na parte inferior, respectivamente. Por esta razão, os tectos e revestimentos de piso devem ser constituídos por material absorvente. Enquanto a existência de folgas na parte inferior das barreiras pode ser facilmente resolvida, o mesmo não acontece com as reflexões nos tectos. Muito raramente as barreiras se estendem à altura total do piso pelo que haverá sempre reflexões por estes caminhos.

Deste modo, a absorção sonora dos tectos é de extrema importância. Deverá então ser máxima para incidências entre 40° a 60° da normal, nas frequências que contribuem mais para a percepção da palavra. Um parâmetro que pode ser utilizado para descrever a eficácia de sistemas absorventes em tectos é o *Speech Absorption Coefficient*, SAC. O *Speech Absorption Coefficient* é uma média pesada dos coeficientes de absorção sonora para uma incidência aleatória, nas bandas de oitava dos 250 Hz aos 4 kHz, como mostra a equação 2.30 [30].

$$SAC = 0,06 \cdot \alpha_{250} + 0,15 \cdot \alpha_{500} + 0,24 \cdot \alpha_{1k} + 0,32 \cdot \alpha_{2k} + 0,23 \cdot \alpha_{4k} \quad (2.30)$$

Crocker [37] sugere NRC's mínimos de 0,9 nos sistemas absorventes dos tectos sob pena da privacidade da palavra ser comprometida. Refere-se ainda à escolha de revestimentos de piso ter que

ter em conta a reflexão da luz de modo a garantir uma correcta distribuição da mesma proporcionando óptimas condições de visibilidade. De modo análogo é necessário ainda ter em consideração a existência e colocação de elementos reflectores nos tectos como, por exemplo, coberturas de lâmpadas. Estes elementos funcionam frequentemente como espelhos reflectindo quase na totalidade o som que neles incide. Deste modo, degradam a privacidade da palavra em espaços de trabalho adjacentes, principalmente se estes suportes estiverem alinhados sobre a barreira acústica de modo a proporcionar luminosidade para ambos os espaços.

A distância entre o emissor e receptor é, naturalmente, uma questão a ter em conta quando se dimensiona um ambiente tipo *open space*. Se, num espaço aberto no qual a existência de paredes é insignificante, o tecto e o revestimento de piso forem altamente absorventes o campo estabelecido naquele local assemelha-se àquele estabelecido num ambiente ao ar livre. Deste modo, torna-se importante a atenuação do som com o aumento da distância, ou seja, devido à divergência geométrica das ondas no ar. Isto acontece devido ao aumento de superfície das ondas com o aumento da distância à fonte resultando, como referido anteriormente, numa diminuição da intensidade nesse sentido. Ao ar livre e, no caso da fonte ser pontual, a atenuação do som com a distância pode ser estimada através da equação 2.31 [41].

$$\Delta L = 20 \cdot \log \frac{D_1}{D_0} \text{ (dB)} \quad (2.31)$$

em que D_1 é a distância a que se pretende determinar a atenuação e D_0 é a distância de referência. Assim, com o duplicar da distância entre o emissor e o receptor o som atenua-se em cerca de 6 dB devido à divergência geométrica das ondas.

Outro factor que é necessário ter em consideração aquando do dimensionamento destes espaços é o nível de conversação desejado ou previsto para aquele local. Do senso comum compreende-se que um espaço criado para conversações a grandes distâncias, espaços de reunião em que o nível sonoro do discurso será maior, terá que receber necessariamente um tratamento diferente de um espaço destinado a trabalho individual, com a ocasional chamada telefónica. Estabelecem-se, no quadro 2.6, alguns valores de referência para os vários tipos de discurso.

Quadro 2.6. Níveis sonoros de referência para alguns tipos de conversação. [Adaptado de 30].

Nível de conversação	Nível sonoro de referência (dB(A))
Baixo	54
Normal	60
Elevado	66
Alto	72
Muito Alto	78

Ainda ligado a este conceito está o nível de privacidade desejado. Facilmente se percebe que locais destinados a trabalho de equipa não necessitarão de um tratamento para privacidade acústica tão

elaborado, garantindo-se apenas que o ruído proveniente de outras equipas não provoca distrações nos receptores. Por outro lado, locais destinados a conversações de cariz confidencial talvez não devam ser dimensionados como espaços tipo *open space*, dado que nestes espaços a privacidade nunca ou muito dificilmente atingirá esse nível de privacidade. É importante perceber que este tipo de espaços não está destinado a níveis de privacidade tipo confidencial. O óptimo atingível em termos de privacidade, e em condições muito específicas, é a difícil percepção de conversas vizinhas para que não se tornem uma fonte de distração ou incómodo.

Dado que a fonte sonora nestes espaços é frequentemente o Homem, é conveniente caracterizar-se correctamente essa fonte. A informação de que o ser humano emite a maior parte da informação entre os 1 kHz e 4 kHz com um nível sonoro médio de 60 dB(A) não será, certamente, suficiente para correctamente se ter em conta a fonte sonora. De acordo com a figura 2.27, há uma diferença de até cerca de 10 dB(A) consoante a orientação do emissor. O nível sonoro é máximo quando a fonte se encontra directamente orientada para o receptor havendo uma diminuição de cerca de 2 dB(A) por 30° de desvio a partir daquela direcção. Então o Homem não constitui uma fonte omnidireccional. Isto deve-se ao facto do crânio humano funcionar como uma barreira, especialmente nas altas frequências devido ao seu diminuto comprimento de onda. Deve-se ainda referir que o discurso médio de um homem relativamente a uma mulher é superior em 2 a 5 dB(A). Tudo isto revela a necessidade de orientar os espaços de trabalho de modo a minimizar o nível sonoro que, de facto, atinge o receptor. Analogamente ao facto do emissor não ser omnidireccional, poder-se-ia concluir que o receptor também não seria igual em função da orientação fonte/receptor. Tal, no entanto, não se verifica dado que a orientação do receptor influencia a percepção da direcção da fonte mas não o seu nível sonoro. A orientação do receptor não é, geralmente, um factor condicionante [30].

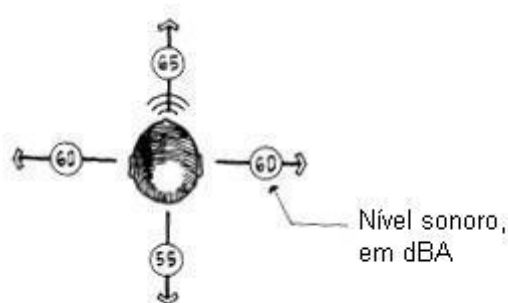


Figura 2.27. Direccionalidade do discurso humano [Adaptado de 30].

A introdução de barreiras acústicas num dado espaço tem como consequência principal a diminuição de caminhos directos de propagação do ruído entre espaços de trabalhos vizinhos. Adicionalmente, no caso de a barreira possuir características absorventes, haverá uma diminuição no nível sonoro do local por incremento da área de absorção total. Então, com a interposição de uma barreira entre locais de trabalho contíguos, os principais caminhos pelos quais o ruído proveniente de um local atingirá o outro são os seguintes: reflexões no tecto, reflexões no pavimento (no caso da barreira não estar completamente assente no pavimento), transmissão através da barreira, difracção pelos bordos da barreira e dupla reflexão no tecto e barreira seguinte. A figura 2.28 mostra alguns dos caminhos principais pelos quais o ruído atinge o receptor. As barreiras são mais eficazes quando colocadas

próximo da fonte, reduzindo grandemente a área de superfície das ondas capazes de serem reflectidas ou difractadas para o receptor [37].

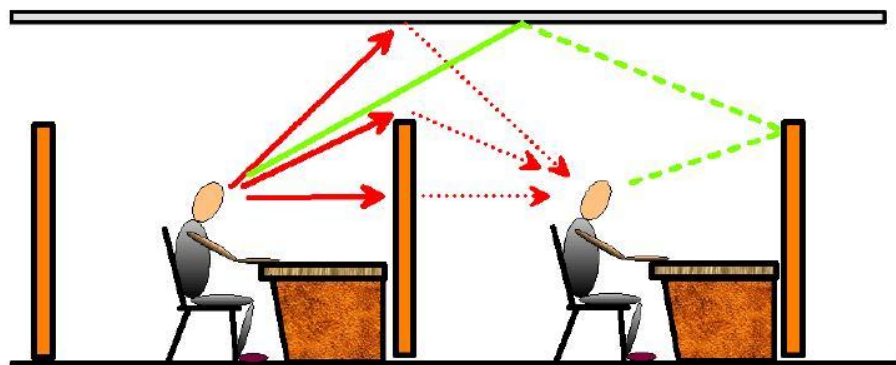


Figura 2.28. Caminhos principais de propagação do ruído que atinge o espaço de trabalho em frente [36].

Enquanto já foi referido que a reflexão sob a barreira pode ser resolvida se não houver folgas, o caminho da dupla reflexão é frequentemente irrelevante dado que os dois elementos onde ocorrem reflexões são, ou podem ser, altamente absorventes. Restam então três caminhos principais. A reflexão pelo tecto é grandemente controlada pela absorção do sistema pelo que, quanto maior for a absorção, menor será a energia reflectida pelo mesmo. Por outro lado, a transmissão através da barreira é função do índice de isolamento sonoro, ajustado pela curva de referência da norma EN 717-1, R_w , do sistema. Sugerem-se, para optimização da eficácia do sistema, valores de R_w superiores a 20 dB. Nesta gama de valores o ruído que atinge a recepção passa a ser controlado pela difracção das ondas nos bordos da barreira [37]. Por fim a difracção das ondas na barreira é controlada pela sua geometria. Egan [30] sugere que a barreira se prolongue longitudinalmente por pelo menos duas vezes a altura da barreira de modo a que a difracção pelas laterais da barreira seja minimizada. Naturalmente, se o espaço for totalmente envolvido por estas barreiras não existirá difracção das ondas pelos seus bordos laterais.

A altura da barreira é um factor duplamente condicionante. Por um lado, quanto mais alta for a barreira menor será a amplitude de ângulos passíveis do som ser eficazmente reflectido para o espaço receptor. Por outro lado a própria difracção das ondas sobre da barreira será menor nos casos em que a barreira é mais elevada. A *American Society of Interior Designers* [1] recomenda barreiras com alturas superiores a cerca de 1,60 m, sendo recomendável uma altura de 1,80 m para obtenção de uma boa privacidade. Esta altura poderá ser, no entanto, incompatível com o objectivo de um espaço aberto e colocará, possivelmente, problemas de luminosidade nos locais de trabalho sendo necessária iluminação artificial em função da preferível luz natural. É importante ainda referir que barreiras com alturas até 1,20 metros se tornam irrelevantes pois é a partir desta altura que se situam grande parte das fontes sonoras, permitindo um caminho directo até à recepção.

A privacidade da palavra encontra-se intimamente ligada às combinações de sistemas absorventes nos tectos e geometria das barreiras. A figura 2.29 mostra uma medida da privacidade da palavra, através do parâmetro SII, em função da absorção sonora do tecto e da altura efectiva da barreira. Define-se altura efectiva da barreira como a diferença entre a altura da barreira e a altura a que está colocado o receptor. Considerando o receptor como uma pessoa sentada, pode-se admitir 1,2 m como altura média

do receptor. Deste modo, barreiras com altura total de 1,6 a 1,8 m têm alturas efectivas de, respectivamente, 0,4 e 0,6 m [32].

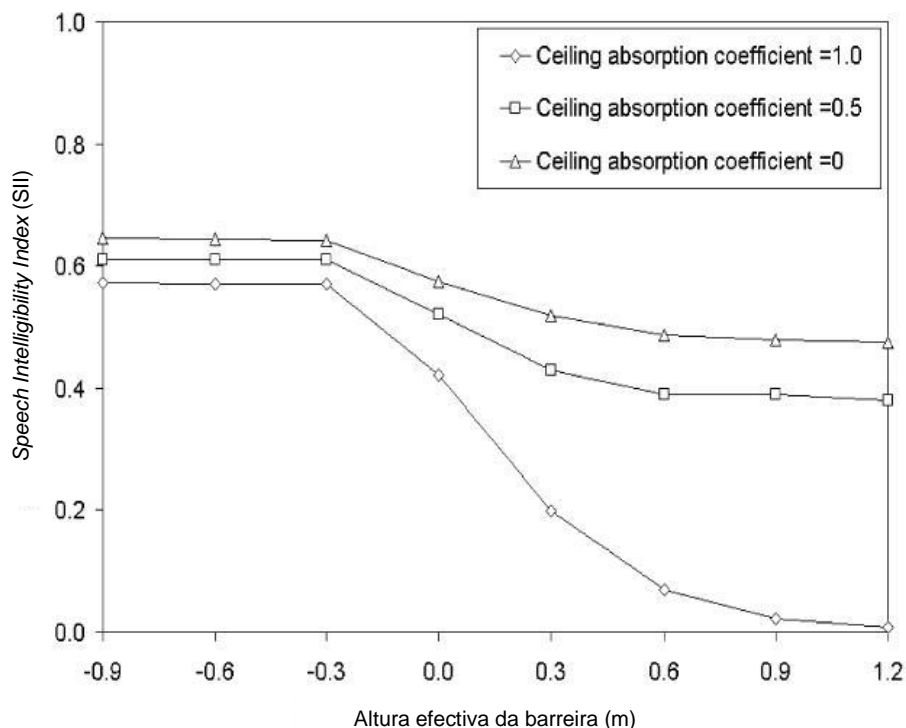


Figura 2.29. Relação dos valores de SII com a altura efectiva da barreira [Adaptado de 32].

Em complemento a estas medidas não é raro serem instalados sistemas sonoros de disfarce de ruído. Estes sistemas procuram responder à limitada atenuação que os sistemas absorventes proporcionam. Deste modo, se o ruído de fundo for muito baixo, a diferença entre o sinal e o ruído de fundo será demasiado grande para que a absorção sonora dos elementos consiga ser significativa. Os sistemas de disfarce de ruído pretendem, neste ponto, aumentar o ruído de fundo para que o SNR seja o menor possível nos espaços de recepção. Se, no entanto, aumentarem demasiado o ruído de fundo, este pode-se tornar incomodativo e causar demasiada interferência na comunicação. Tal como o que acontece nos restaurantes, se houver problemas de comunicação as pessoas têm tendência para aumentar o seu nível de comunicação provocando ainda mais ruído naquele espaço. Warnock [36] indica 48 dB(A) como valor máximo de ruído de fundo sem que existam problemas de comunicação.

Estes sistemas não são mais do que altifalantes que emitem um determinado tipo de ruído de modo a mascarar alguns sons indesejáveis e colocar o ruído de fundo ao nível pretendido, uniformemente por todo o espaço. Existem três tipos principais de ruídos passíveis de ser usados nestes sistemas. O primeiro, denominado ruído branco, tem como principal desvantagem soar desagradavelmente, semelhante a um silvo [30]. O ruído branco deve o seu nome à analogia com as ondas luminosas. Tal como a cor branca, uniformemente constituída ao longo do espectro, o ruído branco possui o mesmo nível de pressão sonora em todo o espectro de frequências. Isto significa, no entanto, que num espectro em bandas de frequência, o nível de pressão sonora aumenta em 3 dB por banda de oitava [41]. Em

semelhança ao ruído branco, o ruído rosa proporciona algum disfarce, embora não soe natural [30]. O ruído rosa, tal como no caso do ruído branco, deve o seu nome à analogia com as ondas luminosas. E tal como na cor vermelha, o ruído rosa tem mais energia atribuída às baixas frequências. Isto significa que o ruído rosa tem níveis de pressão sonora maiores nas frequências mais baixas. Numa análise por bandas de frequência o ruído rosa apresenta o mesmo nível de pressão sonora ao longo de todo o espectro [41]. Por fim, o ruído de disfarce mais usado proporciona adequadas condições de privacidade e conforto para os utilizadores. Este ruído tem a particularidade de diminuir de intensidade à medida que a frequência aumenta. Essa queda não deverá, no entanto, ser superior a 3 dB por banda de oitava. Crocker [37] sugere como níveis sonoros máximos a utilizar o intervalo entre 45 e 50 dB(A) conforme a figura 2.30.

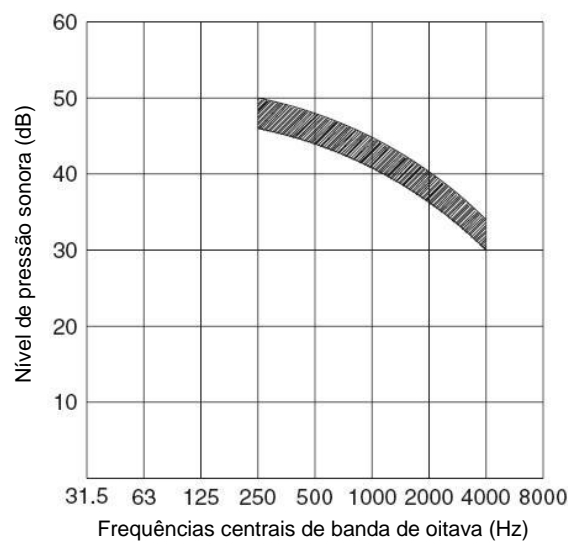


Figura 2.30. Espectro e nível de pressão sonora desejado para sistemas sonoros de disfarce de ruído em *open plan offices* [Adaptado de 37].

O ruído proveniente de sistemas de ventilação pode também ser utilizado como dissimulação de ruídos inconvenientes. Tem, no entanto, a desvantagem de não ser especificamente destinado a esse propósito bem como o facto de poder não ser constante ao longo de todo o espaço e não ser facilmente regulável [37]. O ruído de um local de trabalho em actividade é de difícil previsão. Por essa razão, os sistemas de disfarce de ruído deverão ser versáteis, ou seja, facilmente alteráveis, para fazer face às necessidades particulares de um dado espaço.

Por último, e não menos importante, é a organização física dos espaços de trabalho. Esta é de tal modo importante que mesmo um local com óptimos sistemas absorventes e com ruído de fundo no nível adequado poderá originar resultados distanciados do esperado se as barreiras, isto é, o espaço, não for organizado adequadamente. Existem então algumas considerações a fazer relativamente a este assunto. Entre espaços de trabalho separados por uma única barreira, a distância entre os trabalhadores deve ser maximizada e, quando possível, não devem estar direccionados um contra o outro. A figura 2.31 mostra um esquema de como a posição dos trabalhadores influencia as condições de privacidade [31].

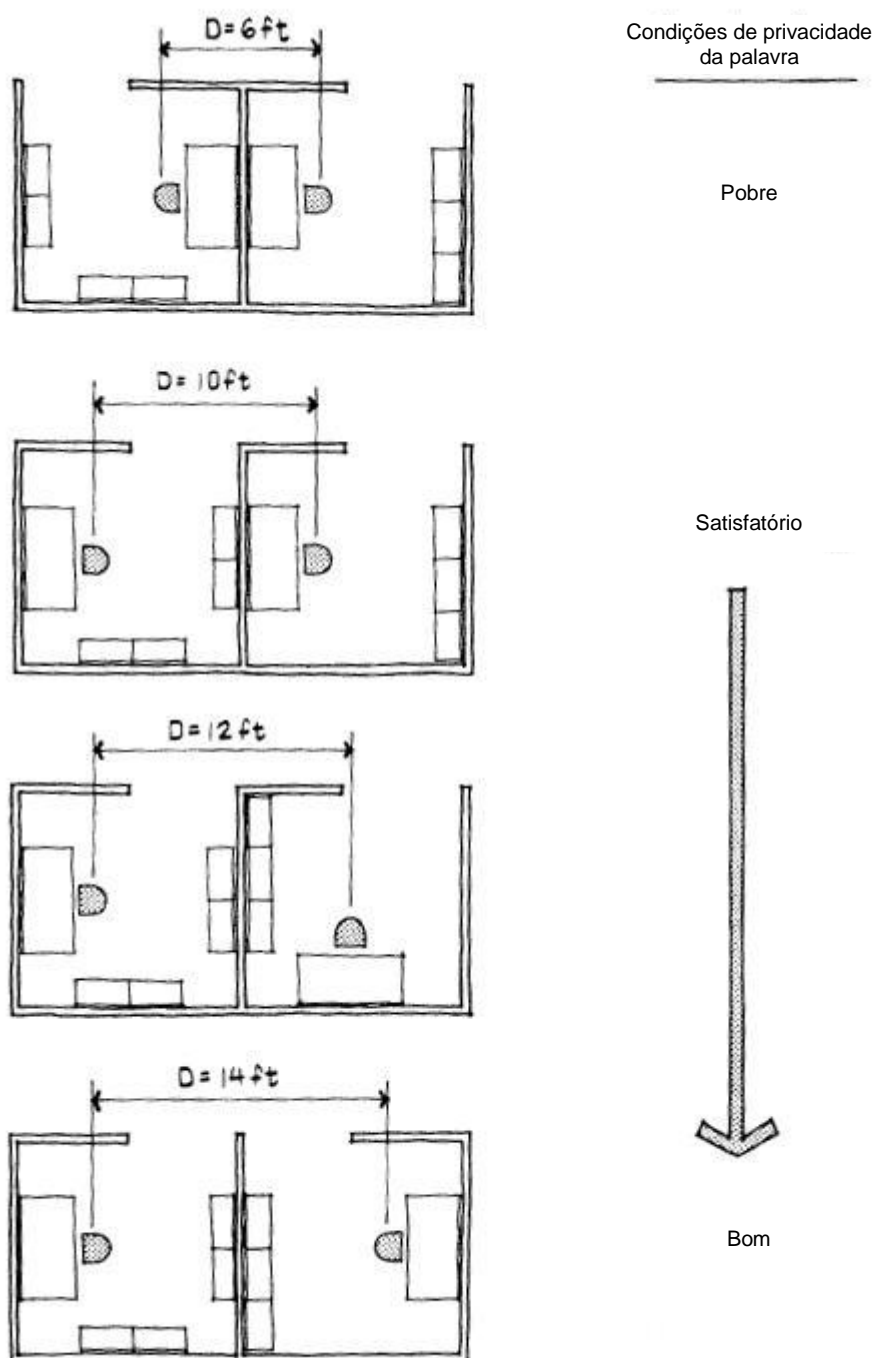


Figura 2.31. Influência da posição dos trabalhadores na privacidade da palavra [Adaptado de 30].

Para além das posições e orientações dos trabalhadores em espaços de trabalho separados por uma só barreira é também necessário ter em consideração ainda o *layout* desses locais no espaço. Ou seja, a posição relativa de um espaço de trabalho em relação aos outros é importante na medida em que não

deve haver caminhos directos entre espaços de trabalho. A figura 2.32 mostra alguns *layouts* de espaços de trabalho em *open spaces*. Note-se que, no primeiro exemplo, os trabalhadores de espaços contíguos se encontram virados para direcções diferentes havendo, no entanto, ligação directa entre espaços em lados opostos do corredor, comprometendo a eficácia dos sistemas.

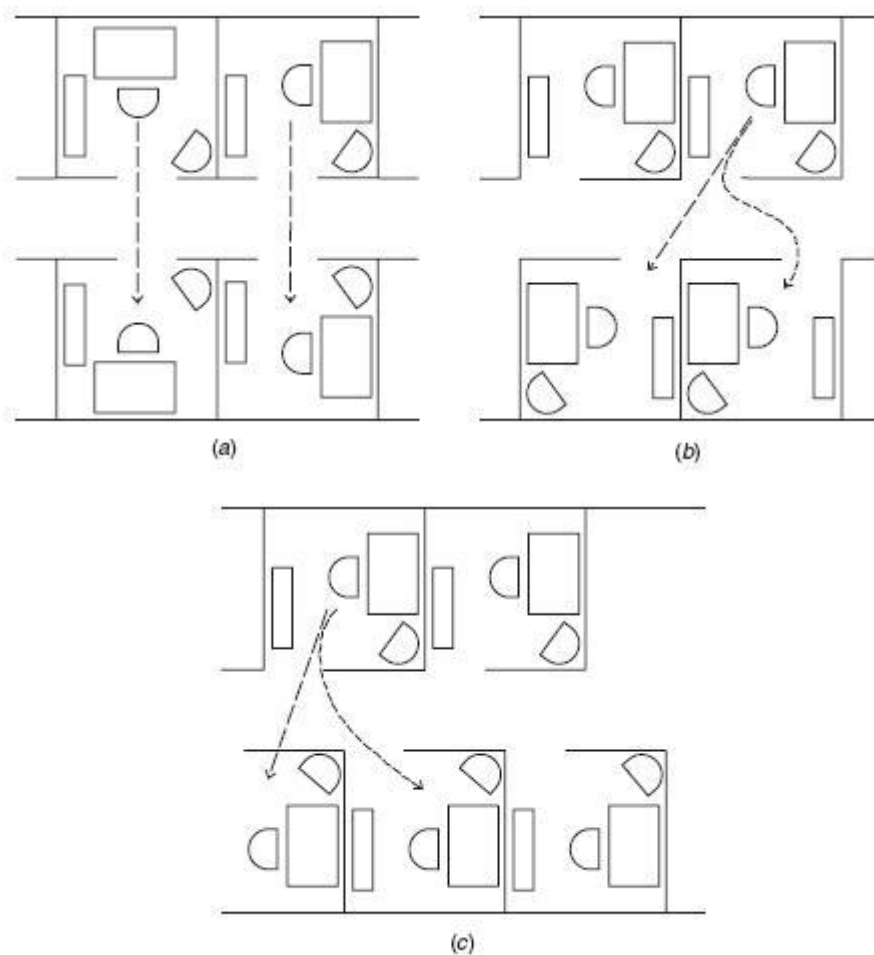


Figura 2.32. Configurações de espaços *open plan*. (a) – pobre configuração; (b) – média configuração; (c) – boa configuração [37].

3

DESENVOLVIMENTO E CARACTERIZAÇÃO DE SOLUÇÕES

3.1. ANÁLISE PARAMÉTRICA DE PAINÉIS PERFURADOS

3.1.1. CONSIDERAÇÕES GERAIS

Pela abordagem do capítulo 2 já se percebeu a influência das características geométricas, como a profundidade da caixa de ar, o diâmetro de furação e a percentagem de furação, na frequência de ressonância de painéis perfurados funcionando como ressoadores agrupados. No entanto, sem uma análise por via da impedância acústica não é totalmente possível determinar analiticamente a eficácia destes sistemas, ou seja, qual a sua real capacidade de absorção sonora. Resta então uma análise dos resultados de ensaios previamente realizados. Com o catálogo de produtos de painéis de correcção acústica em derivados de madeira da *Castelhano & Ferreira, S.A.*, e respectivos testes de absorção sonora [25] é possível fazer uma análise da influência dos parâmetros acima referidos na capacidade de absorção dos sistemas.

Devem-se, no entanto, fazer alguns comentários em relação à amostra utilizada. Foram disponibilizados os resultados dos ensaios de nove painéis perfurados com três tipos de furações distintas, e dentro do mesmo tipo, com três tamanhos diferentes, resultando em nove percentagens de perfuração distintas. Estes nove painéis foram ensaiados em situações similares, com duas espessuras de caixa de ar, a primeira de 40 mm e a segunda de 400 mm. Em ambas as situações, a caixa de ar estava preenchida com 40 mm de lã de rocha de massa volúmica de 40 kg/m³. Dada a relativamente reduzida amplitude da amostra não é razoável retirar daí conclusões muito aprofundadas. Pretende-se apenas retirar conclusões de relacionamento de parâmetros, ou seja, pretende-se analisar a relação entre a absorção sonora de painéis perfurados e os vários parâmetros que intervêm na frequência de ressonância. Com isto poderá retirar-se uma estimativa do comportamento que terão futuros sistemas a desenvolver.

3.1.2. MODELAÇÃO DE COMPORTAMENTO

Sabe-se à partida que a introdução de material absorvente na caixa de ar diminui a eficácia máxima de absorção aumentando simultaneamente a amplitude de frequências onde ocorre absorção. Os resultados das amostras com caixa de ar de 40 mm foram separados daqueles com caixas de ar de 400 mm sendo as relações posteriormente obtidas comparáveis entre si. É necessário ainda tomar algumas considerações. Observe-se a figura 3.1. Nela estão apresentados os resultados do ensaio de absorção de dois painéis perfurados com 10 mm de espessura e caixa de ar de 100 mm [20]. Ambos têm a

mesma taxa de perfuração, embora as furações tenham diâmetros diferentes. Observando os gráficos não se pode concluir nenhuma variação relevante na absorção sonora em qualquer um dos casos. Observa-se, de facto, que o pico de absorção diminui em frequência quando o diâmetro de furação aumenta. Deste modo, qualquer ganho do lado direito da curva correspondente ao menor diâmetro em relação à outra pode ser explicado devido à translação do pico de ressonância.

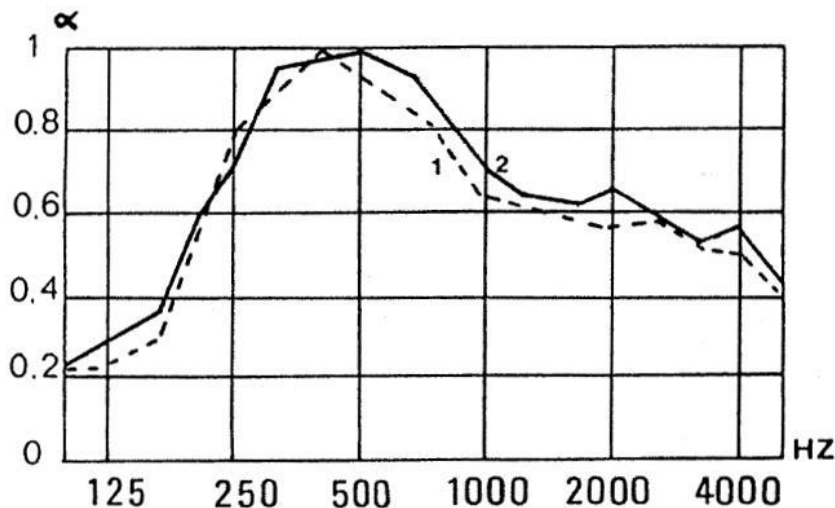


Figura 3.1. Curva de valores do coeficiente de absorção sonora de dois painéis perfurados com 15% de área perfurada. 1. Raio das furações = 10 mm; 2. Raio das furações = 5 mm [20].

A partir desta conclusão poder-se-ia inferir que o tamanho das furações não estaria relacionado com a capacidade absorvente do painel, desde que se mantivesse a percentagem de furação. No entanto, a bibliografia sugere que o princípio de funcionamento de painéis microperfurados reside exactamente no ganho de absorção sonora por efeitos de viscosidade nas perfurações. Ou seja, se os furos forem suficientemente pequenos a absorção sonora passa a ser controlada por efeitos de viscosidade do ar nesses furos [24]. Além disso, o exercício referido previamente apenas fez variar a área da furação e não propriamente a forma dos orifícios. Como tal, não é possível concluir-se neste momento que existe ou não uma relação entre a forma da furação e a absorção sonora dos respectivos painéis.

Ainda assim, admita-se que a relação entre a forma e tamanho da furação é relevante apenas para dimensões submilimétricas. Se assim for o caso, então nos tamanhos correntes (não submilimétricos), a forma das furações não será relevante dado que a absorção é controlada pelo material de absorção existente no interior da caixa de ar. Note-se ainda que, com “forma da furação”, o autor se pretende referir à forma geométrica da mesma e não propriamente a pormenores mais elaborados de contorno da furação na tentativa de reduzir o atrito do ar ao passar na mesma. Então, aceitando-se como válido o anterior comentário, podem-se utilizar os resultados obtidos pelos nove tipos de furação numa mesma análise. Deve-se ainda referir que tal afirmação poderá não ser efectivamente válida. No entanto, na óptica do que se pretende obter, o possível erro a ser cometido não deverá ser significativo.

A figura 3.2 pretende mostrar a relação genérica entre a absorção sonora média e a percentagem de furação. Para tal determinou-se o *Noise Reduction Coefficient (NRC)* de cada um dos nove tipos de painel ordenado por percentagem de furação, a partir dos resultados obtidos para cada profundidade da caixa de ar. As aproximações estatísticas mais vantajosas aos valores encontrados acabaram por ser a

polinomial de 2º grau para uma espessura de caixa de ar de 40 mm e a potencial para a caixa de ar de 400 mm.

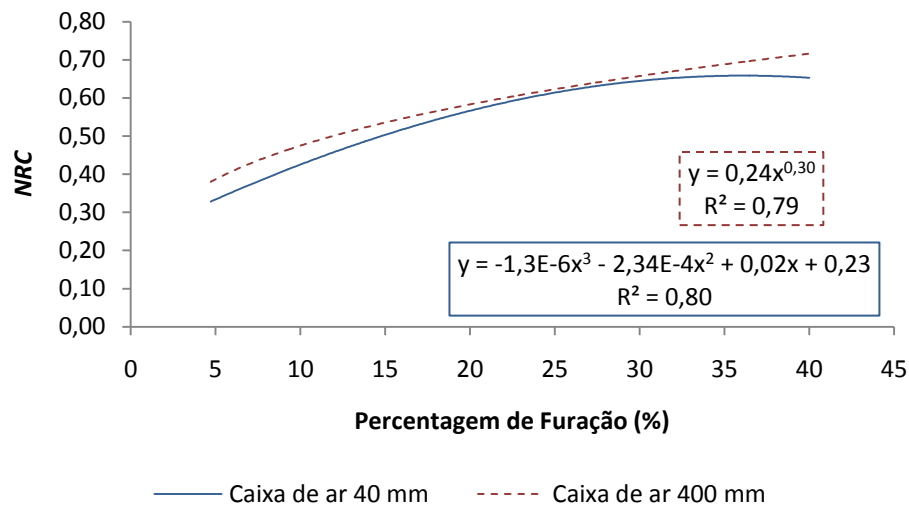


Figura 3.2. Linhas de tendência da relação da percentagem de furação com o coeficiente de absorção sonora médio NRC.

Como se pode observar na figura 3.2, as aproximações obtidas apresentam um coeficiente de determinação, R^2 , bastante elevado o que significa, *grosso modo*, uma medida da validade estatística da aproximação. Pode verificar-se uma clara relação de aumento dos valores do coeficiente de absorção sonora médio NRC com o aumento da percentagem de furação. Contemplando um pouco mais o fenómeno compreende-se que tal seria, de facto, expectável pois com o aumento da percentagem de furação aumenta igualmente a área de material absorvente exposto e capaz de eficazmente absorver o som incidente. Poder-se-ia, em teoria, concluir que a absorção sonora seria máxima quando a percentagem de furação fosse total, ao contrário da existência de um patamar de absorção nas altas frequências a partir de cerca dos 25% de percentagem de furação sugerido pela bibliografia [22]. Deve, no entanto, ter-se em consideração que a amostra para cada uma das profundidades da caixa de ar é de 9 elementos pelo que esta aproximação apenas seria válida no intervalo de percentagens de perfuração entre os 5% e os 40%. Isto é, a amostra não é suficientemente extensa para que resultados possam ser extrapolados a partir do intervalo da mesma. Além do mais, o *Noise Reduction Coefficient* representa uma média aritmética dos coeficientes de absorção sonora nas bandas de frequência dos 250 Hz, 500 Hz, 1 kHz e 2 kHz. No entanto, nada indica que a relação entre a percentagem de furação e o coeficiente de absorção sonora medido é semelhante ao longo de todas as frequências.

Nesta óptica optou-se por fazer uma avaliação da relação entre a percentagem de furação e o coeficiente de absorção sonora por banda de frequência, ao longo das seis bandas principais de 1/1 oitava: 125 Hz, 250 Hz, 500 Hz, 1 kHz, 2 kHz e 4 kHz. Analise-se primeiro os resultados das primeiras duas bandas de frequência, associadas às baixas frequências (figuras 3.3 e 3.4).

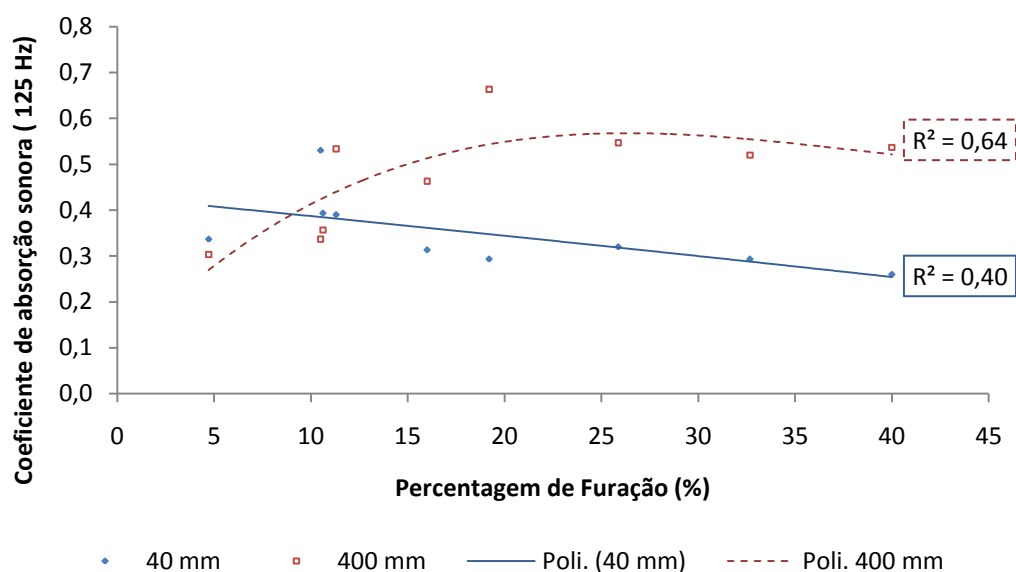


Figura 3.3. Relação entre a percentagem de furação de painéis ressoadores agrupados com os valores do coeficiente de absorção sonora na banda de frequência dos 125 Hz (caixa de ar de 40 e 400 mm).

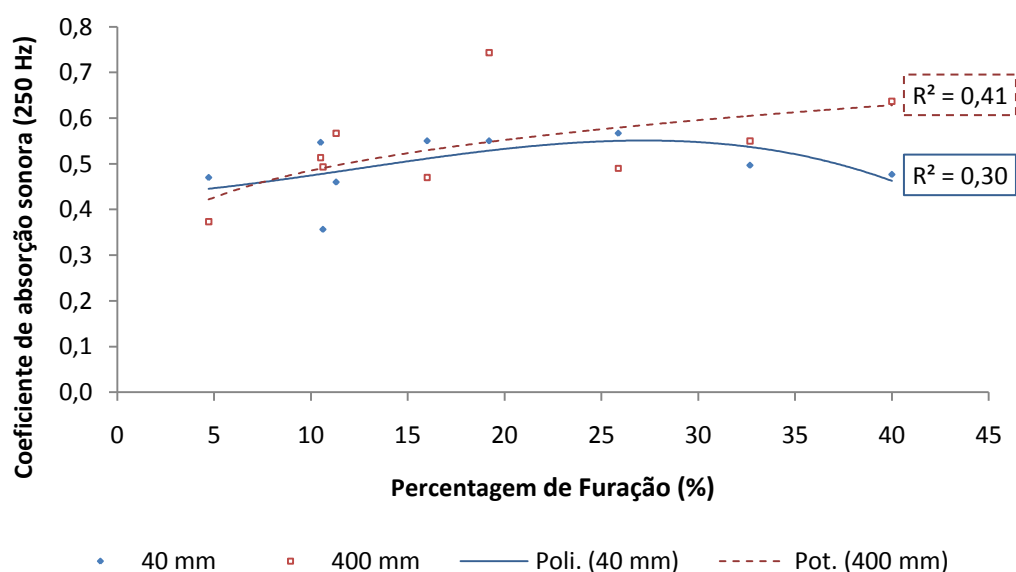


Figura 3.4. Relação entre a percentagem de furação de painéis ressoadores agrupados com os valores do coeficiente de absorção sonora na banda de frequência dos 250 Hz (caixa de ar de 40 e 400 mm).

As figuras 3.3 e 3.4 merecem alguns comentários. Em primeiro lugar conclui-se que a relação entre o coeficiente de absorção e a percentagem de furação nas baixas frequências não é, de todo, estreita. Isso é comprovado ao observar a dispersão genérica dos pontos e o baixo valor de R^2 nas aproximações efectuadas. Percebe-se ainda que os resultados não são semelhantes para as caixas de ar de 40 e 400 mm, especialmente na banda dos 125 Hz. Embora a diferença entre os dois casos diminua na banda dos 250 Hz não há informação suficiente para se perceber se, de facto, a largura da caixa de ar interfere na absorção sonora nas baixas frequências.

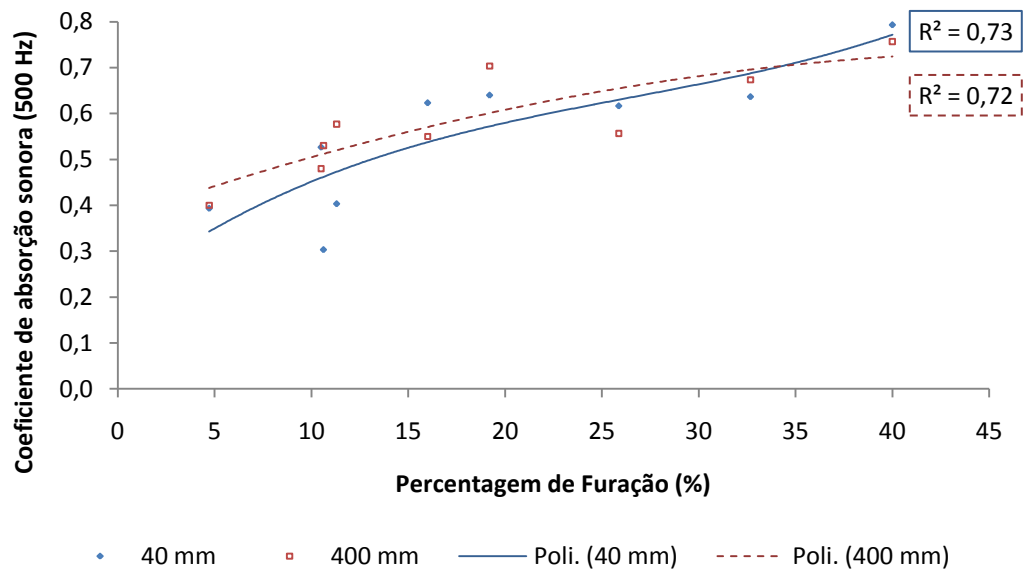


Figura 3.5. Relação entre a porcentagem de furação de painéis ressoadores agrupados com os valores do coeficiente de absorção sonora na banda de frequência dos 500 Hz (caixa de ar de 40 e 400 mm).

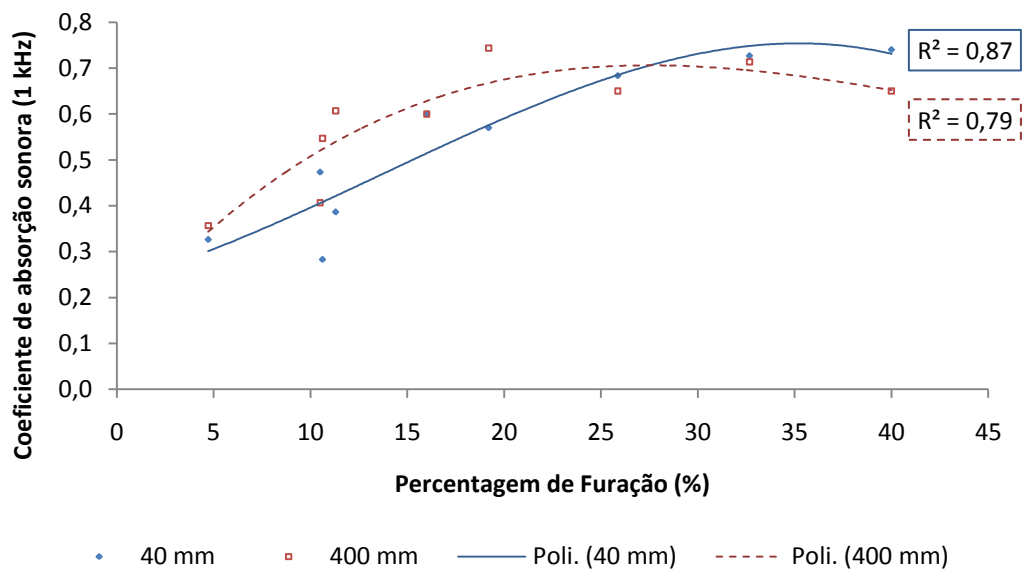


Figura 3.6. Relação entre a porcentagem de furação de painéis ressoadores agrupados com os valores do coeficiente de absorção sonora na banda de frequência dos 1 kHz (caixa de ar de 40 e 400 mm).

Observando as figuras 3.5 e 3.6, referentes ao comportamento dos painéis nas médias frequências (500 Hz e 1 kHz), conclui-se que a relação entre os valores do coeficiente de absorção sonora e a porcentagem de furação torna-se mais evidente, aumentando os primeiros com o aumento da última. Adicionalmente, e particularmente na banda de frequência dos 1 kHz, a aproximação mais adequada indica a possível existência de um patamar onde a porcentagem de furação aumenta mantendo-se os

valores do coeficiente de absorção constantes. Na figura 3.6 tal patamar não se encontra perfeitamente definido havendo não só uma descida do coeficiente de absorção sonora com o aumento da percentagem de perfuração, facto que não parece ser lógico, como também um desfasamento nos picos em relação à variação da profundidade da caixa de ar. Enquanto o primeiro fenómeno poderá ser explicado se se compreender que a amostra usada é reduzida e grande parte dela encontra-se distribuída por um pequeno intervalo entre os 5% e os 20% de percentagem de perfuração, o desfasamento dos picos poderia sugerir que a profundidade da caixa de ar influenciaria a percentagem de perfuração a partir da qual estes patamares de absorção se estabeleceriam.

Até este ponto, tem-se verificado que a relação dos valores do coeficiente de absorção sonora com a percentagem de furação destes sistemas torna-se mais clara à medida que a frequência aumenta. Ora tendo em conta que o material absorvente no interior da caixa de ar é particularmente eficaz nas altas frequência então esta tendência estaria em conformidade com o esperado. A observação das figuras 3.7 e 3.8 vem confirmar esta tendência. Em ambas o coeficiente de determinação, R^2 , tem valores elevados. Confirma-se, portanto, que existe uma relação entre os valores do coeficiente de absorção sonora e da percentagem de furação dos sistemas e, ainda, que a mesma é mais forte à medida que se aumenta a frequência. De particular interesse é ainda a presença de patamares, já completamente definidos, a partir de uma percentagem de furação próxima dos 25% em ambas as figuras. Estes patamares confirmam o já sugerido pela bibliografia [22], mostrando que a partir de uma dada percentagem de furação a absorção sonora tende a estabilizar num valor próximo do máximo, particularmente, nas altas frequências.

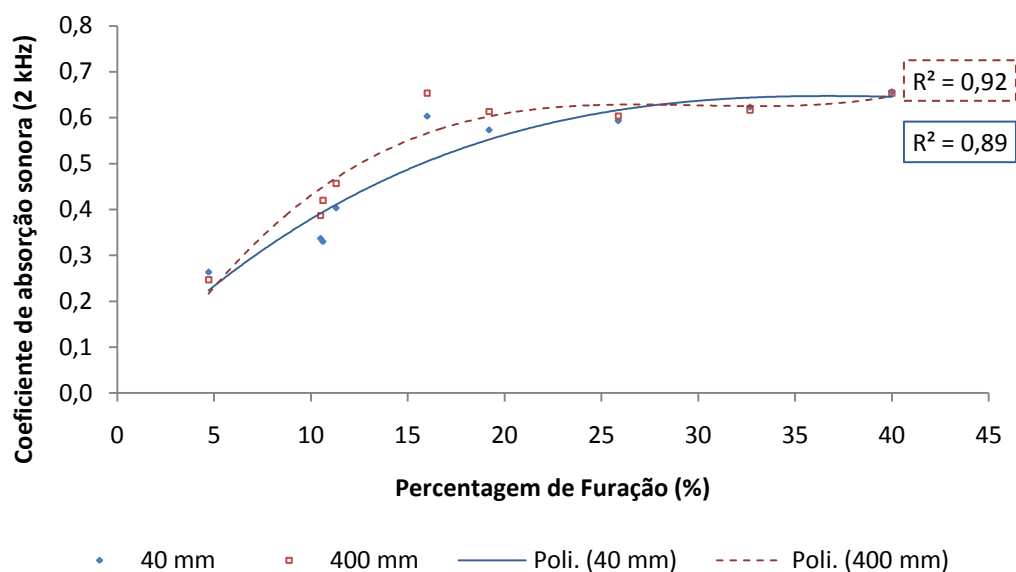


Figura 3.7. Relação entre a percentagem de furação de painéis ressoadores agrupados com os valores do coeficiente de absorção sonora na banda de frequência dos 2 kHz (caixa de ar de 40 e 400 mm).

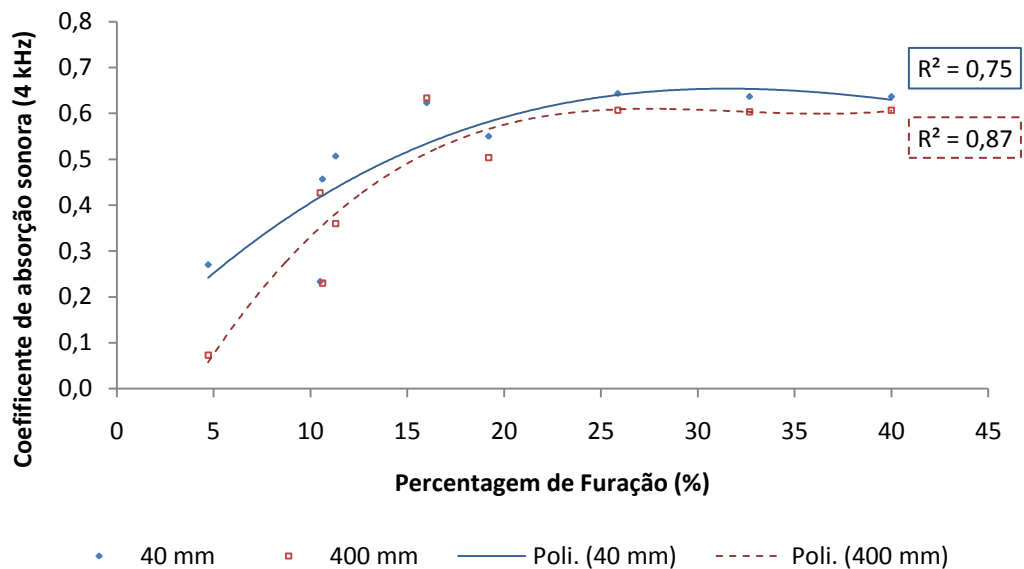


Figura 3.8. Relação entre a percentagem de furação de painéis ressoadores agrupados com os valores do coeficiente de absorção sonora na banda de frequência dos 4 kHz (caixa de ar de 40 e 400 mm).

Quanto à influência da profundidade da caixa de ar na percentagem onde se estabelece o patamar, a observação indica que nos 2 kHz é a caixa de ar de 40 mm onde o patamar se estabelece primeiro. No entanto, nos 4 kHz já é na caixa de ar de 400 mm que o patamar se estabelece primeiro. Esta permuta na ordem indica uma variabilidade nos resultados pelo que tal influência, se existir, não deverá ser significativa. O autor considera muito mais provável o referido desfasamento ser um resíduo das aproximações das curvas aos reduzidos pontos da amostra do que uma relação que se possa verificar e confirmar nestes resultados.

Em suma, a partir desta análise pode-se concluir o seguinte:

- Existe uma relação entre os valores do coeficiente de absorção sonora e percentagem de furação dos painéis perfurados;
- A referida relação é ténue ou inexistente nas baixas frequências mas tem tendência para aumentar com o aumento da frequência;
- Particularmente nas altas frequências verifica-se a existência de um patamar horizontal do coeficiente de absorção sonora a partir de uma dada percentagem de furação – aproximadamente 25%.

Devem-se ainda referir algumas limitações que a modelação feita possui. Em primeiro lugar a amostra é reduzida (nove pontos por cada tipo de espessura da caixa de ar) pelo que as conclusões retiradas são válidas apenas no intervalo que compreende a amostra (5% - 40% de percentagem de furação). Adicionalmente foi admitido que a forma da furação não influenciaria a absorção sonora. Por último é necessário estabelecer uma crítica aos resultados cedidos que serviram de base desta análise. Os valores obtidos resultaram de painéis perfurados para uso em sistemas de tecto e/ou parede falsa. Este tipo de sistemas é ensaiado de maneira diferente de elementos autoportantes para absorção sonora como será apresentado posteriormente.

Deste modo é possível que os resultados que se venham a obter possam ser um pouco diferentes daqueles que se esperam de acordo com esta análise. Ainda assim, a referida análise constitui um suporte válido para a tomada de decisões no que diz respeito à gama de frequências onde será eficaz actuar com um modelo de ressoador bem como percentagens de furação ideais.

3.2. DESENVOLVIMENTO E CARACTERIZAÇÃO DE ELEMENTOS AUTOPORTANTES

3.2.1. ANÁLISE CONCEPTUAL

Os elementos autoportantes, desenvolvidos neste estudo, destinam-se a espaços de trabalho de tipologia *open space*, como por exemplo, o caso de zonas de serviços amplos, escritórios de uso colectivo e *call centers*. Nestes espaços as principais fontes de ruído são conversações provenientes de outros trabalhadores bem como telefones, teclados e outros equipamentos de escritório [1]. Enquanto o ruído proveniente de conversações está associado com as médias e altas frequências, o mesmo não acontece com o ruído proveniente de computadores e impressoras, pois estes equipamentos emitem frequentemente ruído também nas baixas frequências [30]. Deste modo, para se intervir eficazmente na correcção acústica de espaços com estas características é necessário actuar ao longo de, sensivelmente, todo o espectro de frequências. Dado que não existem sistemas individuais capazes de actuar eficazmente ao longo de todas as frequências torna-se evidente a necessidade de conjugar vários processos de absorção sonora. À luz desta informação, decidiu-se desenvolver um conjunto de elementos destinados especificamente à absorção em largo espectro, actuando através de dois mecanismos distintos de absorção: ressoadores agrupados, para intervenções nas médias e altas frequências, e membranas ressonantes, para absorção nas baixas frequências.

Em primeiro lugar tornou-se relevante ponderar qual seria a melhor maneira de criar um produto, economicamente viável e vendável, que se adaptasse facilmente a qualquer ambiente de trabalho *open space*. A resposta surgiu no conceito de elementos modulares. Dado que estes espaços são extremamente versáteis e podem ser reconfigurados facilmente, a criação de elementos de difícil mobilidade nestes espaços poderia trazer limitações a nível de aplicabilidade a certos locais. Com uma estrutura modular, as soluções tornar-se-iam passíveis de ser moldadas ao espaço em causa.

A ideia base, partiu então, da criação de uma estrutura base, capaz de ser acoplada a outras semelhantes criando uma barreira vertical. Naturalmente que, com este modelo, a altura da barreira seria múltipla da do elemento base. Deste modo, as barreiras poderão ser dispostas com altura variável de acordo com as necessidades do espaço. Os elementos do topo estarão ainda equipados com mecanismos de fixação de uma placa vertical de acrílico, resultando numa protecção adicional, transparente ou translúcida, à passagem de ruído sem características absorventes, sendo o sinal, naquele local, reflectido de volta para o emissor ou para o tecto.

Para além disso, as estruturas de base foram desenvolvidas de modo a que nelas pudesse funcionar qualquer um dos mecanismos de absorção previstos. Isto constitui outra grande vantagem deste modelo. Funcionando ambos os mecanismos de absorção a partir da mesma estrutura, o espaço, pode ser “decorado” de acordo com as necessidades acústicas do mesmo. Ou seja, na eventualidade de se verificar que determinado espaço tem um nível sonoro mais elevado numa dada gama de frequências e que isto se tornou uma causa de insatisfação, a solução passaria pela colocação de um número maior de elementos para absorção naquela gama de frequências e menor número de elementos para as restantes frequências.

Outra característica destes elementos é o facto dos painéis que proporcionam, em conjunto com a estrutura, absorção sonora, serem amovíveis e substituíveis por outros associados a outros mecanismos

de absorção. Portanto, na eventualidade de um dado espaço já possuir um tratamento de determinadas características e, por qualquer razão, a natureza do ruído naquele local se modificar, não seria necessária uma solução completamente nova, que levaria a custos acrescidos, mas apenas adquirir os painéis necessários ao tratamento do novo ruído em quantidade suficiente para o problema se resolver ou minimizar. O mesmo se aplica na eventualidade de um dos painéis se danificar. Não será necessária a compra de todo um novo sistema mas apenas de um novo painel.

Em termos económicos, também o custo se tornaria, em princípio, mais reduzido para o fabricante, na medida em que deixariam de ser necessários dois suportes distintos para dois mecanismos de absorção.

3.2.2. ELEMENTO ESTRUTURAL

Os elementos desenvolvidos assentam, como referido no ponto anterior, numa estrutura base que proporciona, por um lado sustentamento estrutural do conjunto e, por outro, cavidades onde pode ser colocado material absorvente, que após a introdução dos painéis frontais funcionam como espaços de ar confinado. A estrutura é simétrica no seu eixo longitudinal pelo que os elementos são absorventes ao longo das duas faces. A figura 3.9 mostra o desenho esquemático e princípio de montagem de um elemento, ainda em fase de protótipo, conforme executado pela *Castelhana & Ferreira, S.A.* Deve-se ainda referir que o *design* dos elementos é resultado do Departamento de *Design* da *Castelhana & Ferreira, S.A.* A isto deve-se o facto da empresa estar mais consciente das características que tornam um elemento visualmente mais atractivo e do mesmo ainda se encontrar em fase de protótipo, e portanto, poder vir a sofrer, no futuro, algumas modificações no seu *design*. O elemento modelo apresenta dimensões exteriores, por elemento, de 90 cm de comprimento, 32 cm de altura e uma espessura de, neste caso, 19,6 cm. Resta dizer que o comprimento e altura do elemento são tais de modo a minimizar o desperdício de material enquanto a espessura do mesmo é fruto da profundidade da caixa de ar desejada. A associação destes elementos torna a altura da barreira múltipla da altura do elemento pelo que é recomendável utilizar pelo menos cinco elementos, por barreira, de modo a totalizar uma altura de 1,6 m acrescidos da referida placa de acrílico até à altura de cerca de 1,9 metros. Toda a estrutura é executada em MDF laminado ignífugo de 12 mm de espessura e foi pensada de modo a não possuir qualquer tipo de mecanismos externos de fixação dos painéis amovíveis à estrutura. Como tal, foram desenvolvidos sistemas de encaixe ao longo de todas as faces idênticos a todos os painéis. Apesar da imagem da figura 3.9 mostrar um elemento fechado, o elemento modular não possui a parte superior sendo que estão pensados de modo a que quando associados o elemento superior fecha o inferior. Então, apenas o elemento do topo necessita de uma “tampa”, elemento que se encontra na figura 3.9.

Os modelos ensaiados apresentam uma pequena diferença em relação ao exposto na figura 3.9 pois são constituídos ainda por um sistema tipo calha destinado a diminuir a espessura da caixa de ar (em testes). Este sistema foi adicionado ao pretender-se estudar o comportamento da espessura das caixas de ar sem haver necessidade de serem fabricadas novas estruturas. Como tal, foi utilizado um sistema de encaixe lateral semelhante ao dos painéis frontais com uma placa de 3 mm de espessura de MDF e um batente no fundo do elemento de modo à referida placa não se deformar e actuar como elemento rígido. Na figura 3.10 pode-se observar uma vista e cortes esquemáticos do elemento ensaiado. No entanto, o elemento final não deverá possuir o referido sistema estando dimensionado para apenas uma espessura de caixa de ar.

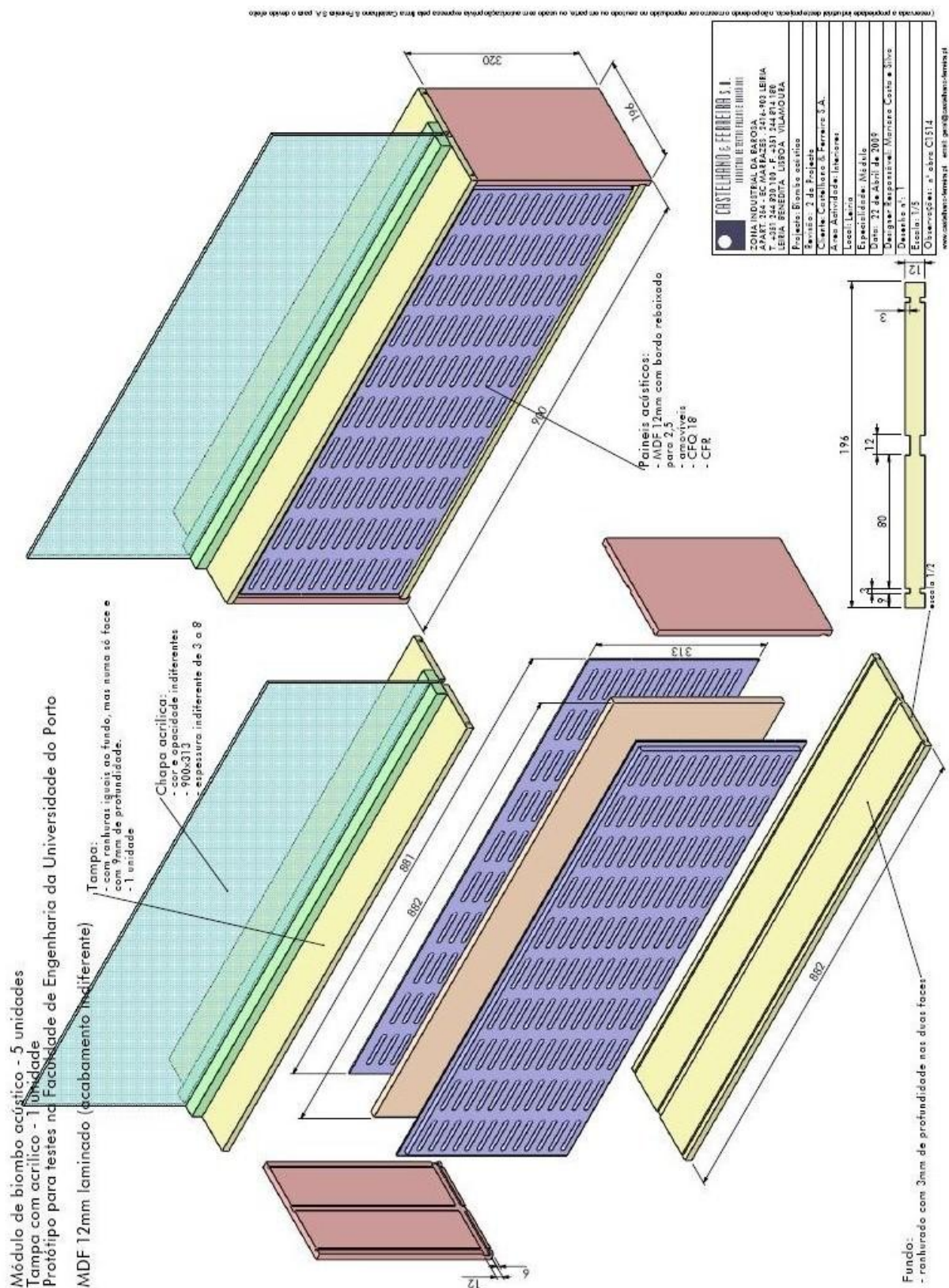


Figura 3.9. Modelo estrutural de um elemento autoportante.

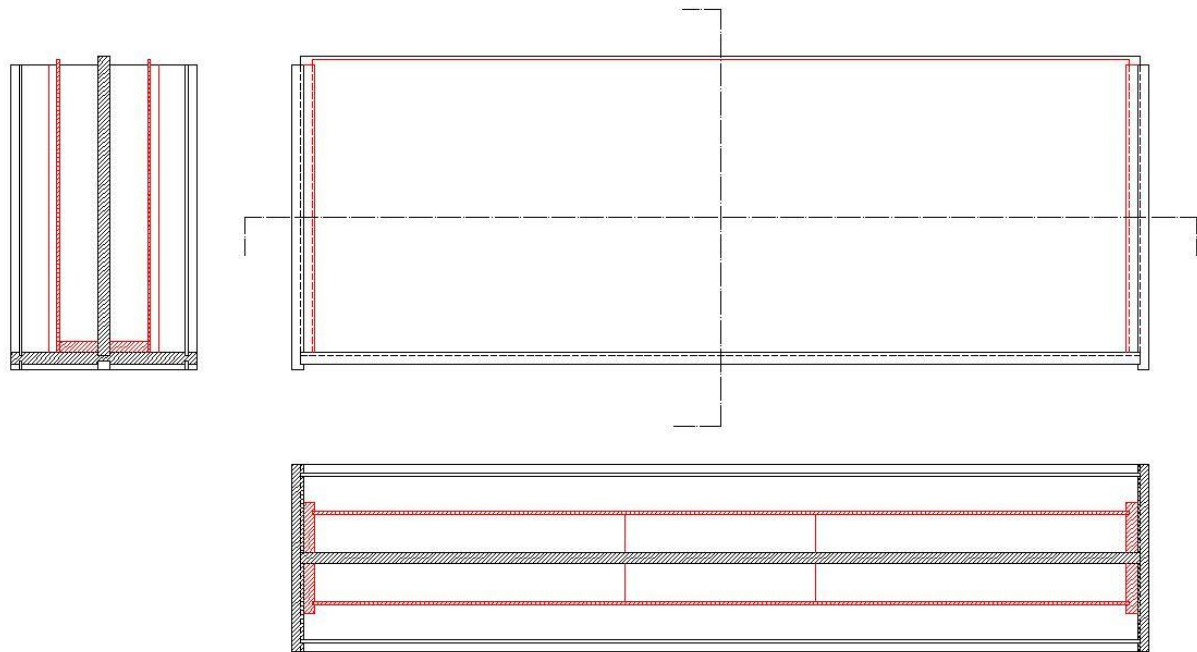


Figura 3.10. Vista e cortes esquemáticos do sistema de diminuição da espessura da caixa de ar (a vermelho).

No capítulo 2 percebeu-se que a frequência de ressonância, correspondente àquela onde a absorção sonora é máxima, nos ressoadores agrupados e membranas ressonantes, aumenta com a diminuição da caixa de ar. Deste modo, pretendendo-se, no caso dos ressoadores agrupados, direccionar a absorção para as frequências essenciais da palavra (2 kHz a 4 kHz), será necessário diminuir ou utilizar menores espessuras da caixa de ar. Deve, no entanto, referir-se que não se pretende que o pico de absorção sonora se situe neste intervalo mas sim imediatamente antes de modo a que a absorção sonora no referido intervalo esteja já maximizada. Deste modo, as espessuras da caixa de ar a ensaiar são 40 mm e 80 mm sendo que a de 40 mm pretende ser a espessura próxima da ideal para maximizar a absorção nas altas frequências e 80 mm outra suficientemente diferente para se verificarem diferenças em relação à primeira. Note-se que estas dimensões foram escolhidas simultaneamente à definição do tipo de painel perfurado procurando-se direccionar a frequência de ressonância do sistema para as médias frequências. Sem essa análise seria difícil tomar uma decisão sobre a espessura da caixa de ar pois a variável a definir (frequência de ressonância) é resultado da espessura da caixa de ar e do tipo de furação existente.

3.2.3. RESSOADORES AGRUPADOS

3.2.3.1. Introdução

Com base nas conclusões retiradas na modelação de comportamento anterior decidiu-se que, não havendo vantagens tangíveis a nível acústico com o aumento da percentagem de perfuração acima de cerca de 25%, os painéis a desenvolver e ensaiar teriam uma percentagem de furação semelhante. Isto influencia igualmente o custo das peças pois o aumento da percentagem de furação implica igualmente o aumento do tempo de maquinaria e, consequentemente, o custo de fabrico. Optou-se ainda por desenvolver e ensaiar dois tipos de painéis perfurados de modo a tirar conclusões sobre a influência da

forma de furação. A *Castelhano & Ferreira, S.A.* possuía já, no seu catálogo de produtos, um tipo de painel com a percentagem de furação adequada [25]. Trata-se de um tipo de painel com perfurações quadradas de cantos arredondados como apresentado na figura 3.11. Desenvolveu-se adicionalmente um tipo de painel adicional com perfurações semelhantes a rasgos, com uma taxa de perfuração próxima dos 25%, conforme a figura 3.13. De acordo com a nomenclatura própria de definição dos painéis da *Castelhano & Ferreira, S.A.* os referidos painéis, quadrados e rasgados, serão indicados daqui em diante como painéis do tipo CFQ e CFR respectivamente e descritos em seguida. Ambos os painéis desenvolvidos e ensaiados são executados em MDF ignífugo de 12 mm de espessura e apresentam um comprimento máximo de 881 mm e altura de 313 mm. No entanto, quando aplicado nas estruturas apresentam uma dimensão visível de 875 mm de comprimento e 307 mm de altura. Na face posterior foi aplicada uma tela acústica tipo *SoundTex*, proporcionando alguma absorção como material poroso [24] e impedindo simultaneamente a passagem de fibras provenientes dos materiais absorventes frequentemente colocados no interior.

3.2.3.2. Painéis perfurados tipo CFQ

A diferença entre os painéis CFQ e CFR reside meramente na forma da furação. A figura 3.11 mostra as vistas esquemáticas do painel tipo CFQ enquanto a figura 3.12 mostra um pormenor das furações. Observa-se, portanto, que as furações se assemelham a quadrados de 18 mm de aresta sendo arredondados nos vértices com um arco de circunferência. As furações estão espaçadas de 12 mm medido entre arestas, horizontalmente e verticalmente, perfazendo um total de 252 furos ao longo de 9 linhas e 28 colunas. No quadro 3.1 são apresentados alguns dados relativos a este tipo de painéis.

Quadro 3.1. Características geométricas do painel tipo CFQ.

Denominação	Área do painel (cm ²)	Área de uma furação (cm ²)	Nº de furações por painel	Percentagem de furação (%)
CFQ	2686	3,10	252	29,1

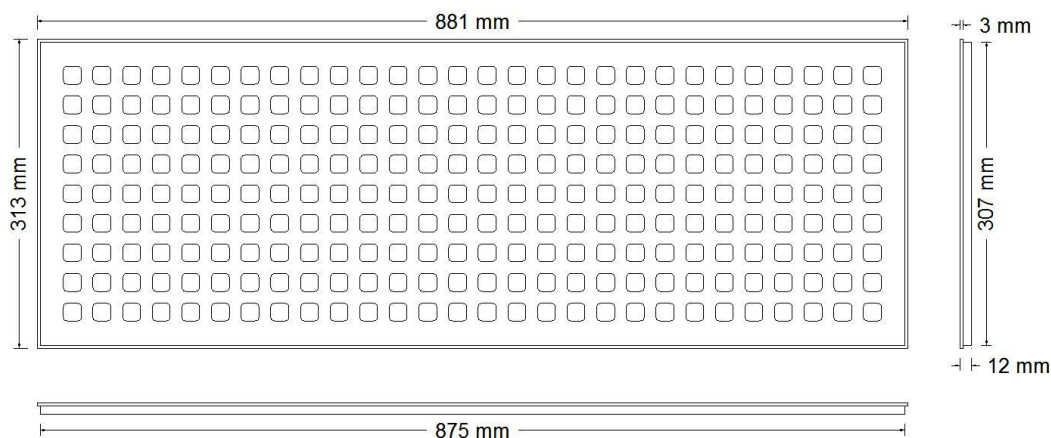


Figura 3.11. Vistas esquemáticas de um painel tipo CFQ.

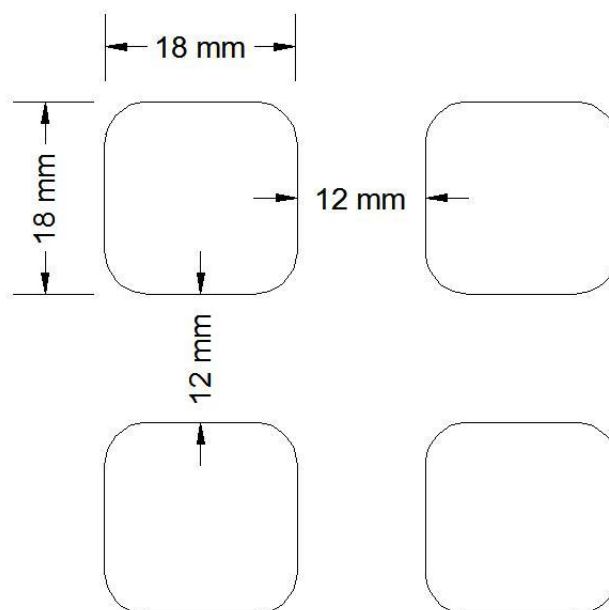


Figura 3.12. Pormenor da furação de um painel tipo CFQ.

A partir das figuras 3.11 e 3.12 pode-se resumir, no quadro 3.2, as informações necessárias à previsão da frequência de ressonância do sistema quando associado às profundidades de caixa de ar sugeridas no ponto anterior bem como o resultado da equação 2.23 aplicada a essas informações.

Quadro 3.2. Previsão da frequência de ressonância dos painéis tipo CFQ.

Profundidade da caixa de ar (cm)	Área de uma furação (cm ²)	Raio equivalente (cm)	Espessura do painel (cm)	Porcentagem de furação (%)	Frequência de ressonância (Hz)
4	3,10	0,99	1,20	29,1	860
8	3,10	0,99	1,20	29,1	608

Note-se que as frequências obtidas devem ser aproximadas à banda de frequência mais próxima, neste caso e dado que as medições da absorção sonora são efectuadas em bandas de terço de oitava, as bandas dos 800 Hz e 630 Hz, respectivamente.

3.2.3.3. Painéis perfurados tipo CFR

As furações do tipo CFR são alongadas na horizontal, assemelhando-se a rectângulos medindo 64 mm de comprimento e 8 mm de largura. As furações são ainda arredondadas nos extremos através de semi-circunferências. A figura 3.13 mostra um esquema geral do painel e a figura 3.14 um pormenor da furação. No total são efectuadas 130 furações deste tipo ao longo de 13 linhas e 10 colunas, em cada painel. Analogamente ao ponto anterior, são apresentadas algumas características geométricas deste tipo de painel no quadro 3.3.

Quadro 3.3. Características geométricas do painel tipo CFR.

Denominação	Área do painel (cm ²)	Área de uma furação (cm ²)	Nº de furações por painel	Percentagem de furação (%)
CFR	2686	4,98	130	24,1

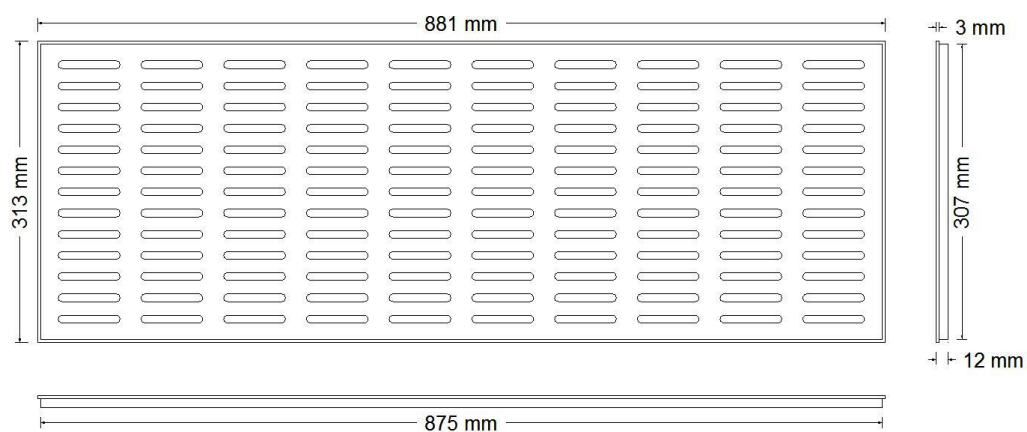


Figura 3.13. Vistas esquemáticas de um painel tipo CFR.

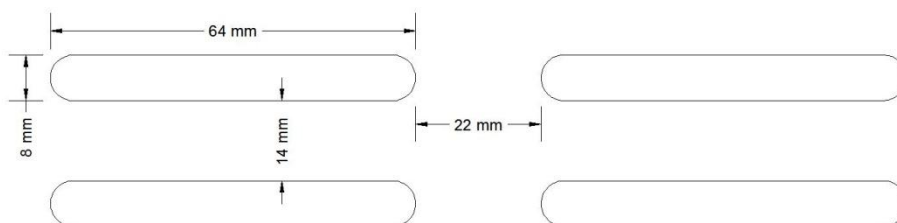


Figura 3.14. Pormenor da furação de um painel tipo CFR.

No quadro 3.4 é possível observar-se qual a frequência de ressonância prevista, a partir da equação 2.23, para estes sistemas bem como algumas informações que interferem nesse valor, retiradas das figuras 3.13 e 3.14 e do quadro 3.3.

Quadro 3.4. Previsão da frequência de ressonância dos painéis tipo CFR.

Profundidade da caixa de ar (cm)	Área de uma furação (cm ²)	Raio equivalente (cm)	Espessura do painel (cm)	Porcentagem de furação (%)	Frequência de ressonância (Hz)
4	4,98	1,26	1,20	24,1	727
8	4,98	1,26	1,20	24,1	514

Analogamente ao ponto anterior os valores obtidos devem ser aproximados à banda de frequência, em terços de oitava, mais próxima. Neste caso, a banda dos 800 Hz e 500 Hz, respectivamente para as espessuras da caixa de ar de 4 e 8 cm.

3.2.4. MEMBRANAS

Como referido no capítulo 2 as membranas apresentam um modo de funcionamento distinto nas quais a massa superficial da membrana e a profundidade da caixa de ar são parâmetros condicionantes da frequência de ressonância do sistema, ou seja, da absorção máxima do mesmo. Este tipo de painel é executado com as dimensões idênticas às dos painéis anteriores, de modo a beneficiar do mesmo sistema de encaixe. É ainda fabricado em MDF, com uma massa volúmica de cerca de 800 kg/m³. De modo a reduzir a massa superficial dos painéis a espessura foi reduzida ao máximo possível sem que houvesse problemas de fragilidade dos mesmos. Com uma espessura de 3 mm a massa superficial dos painéis tem o valor de 2,4 kg/m². No quadro 3.5 são apresentadas algumas informações relativamente a estes painéis e a figura 3.15 mostra uma vista esquemática do mesmo.

Quadro 3.5. Características do painel tipo M.

Denominação	Área do painel (cm ²)	Massa volúmica (kg/m ³)	Espessura (cm)	Massa superficial (kg/m ²)
M	2758	800	0,3	2,4

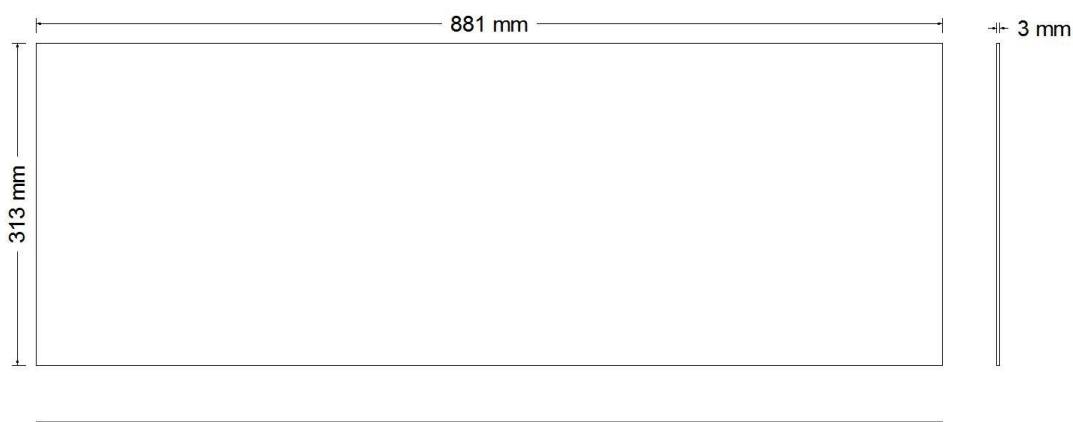


Figura 3.15. Vistas esquemáticas de um painel tipo M.

Então, através a equação 2.17 é possível estimar a frequência de ressonância destes painéis com as diferentes caixas de ar escolhidas. No quadro 3.6 são apresentados esses resultados bem como a sistematização dos parâmetros que mais influenciam a frequência.

Quadro 3.6. Previsão da frequência de ressonância dos painéis tipo M.

Profundidade da caixa de ar (cm)	Massa superficial (kg/m ²)	Frequência de ressonância (Hz)
4	2,4	194
8	2,4	137

Aproximando as frequências de ressonância às bandas de terços de oitava mais próximas tem-se que os picos de absorção previstos ocorrerão, respectivamente, nos 200 Hz e nos 125 Hz, para as caixas de ar de 4 e 8 cm.

Adicionalmente poderá ser estimado o coeficiente de absorção sonora deste tipo de painel com recurso ao ábacos da figura 2.14 e à figura 2.15. Para uma situação de uma espessura de caixa de ar de 40 mm, sem presença de material absorvente no interior, o ábaco da figura 2.14 indica uma frequência de ressonância ligeiramente inferior aos 200 Hz, e uma classe de absorção entre *E* e *F*, que corresponde a um coeficiente de absorção sonora máximo entre 0,6 e 0,7. Por outro lado, para a espessura de caixa de ar de 80 mm, nas mesmas condições, o ábaco da figura 2.14 indica uma frequência de ressonância ligeiramente superior aos 125 Hz, e uma classe de absorção entre *D* e *E*, que corresponde a um coeficiente de absorção sonora máximo entre 0,7 e 0,8.

4

ENSAIO EM CÂMARA REVERBERANTE

4.1. CARACTERIZAÇÃO DO ESPAÇO

Os protótipos referidos no capítulo 3 foram ensaiados na câmara reverberante R1 do Laboratório de Acústica da FEUP. A sala tem uma largura variável de 5,60 a 6,15 m, um comprimento, também variável, de 7 a 7,5 m e uma altura de 4,65 m. Uma das paredes tem uma abertura de $3,30 \times 3,10 \text{ m}^2$ que, quando preenchida, pode ser usada para determinação do índice de isolamento sonoro a ruídos de condução aérea de um dado material ou sistema. Para os efeitos deste trabalho, o referido orifício encontrar-se-á fechado. De acordo com as dimensões acima referidas, a câmara reverberante tem um volume de aproximadamente 217 m^3 . A sala possui ainda cinco difusores acrílicos, suspensos do tecto, dimensionados de acordo com a norma NP EN 140-1.

Dependendo, portanto, do material que preenche a abertura referida anteriormente, a absorção sonora equivalente da câmara reverberante, quando vazia, é variável.

Na figura 4.1 pode-se observar um esquema, em planta da câmara reverberante, com as referidas dimensões.

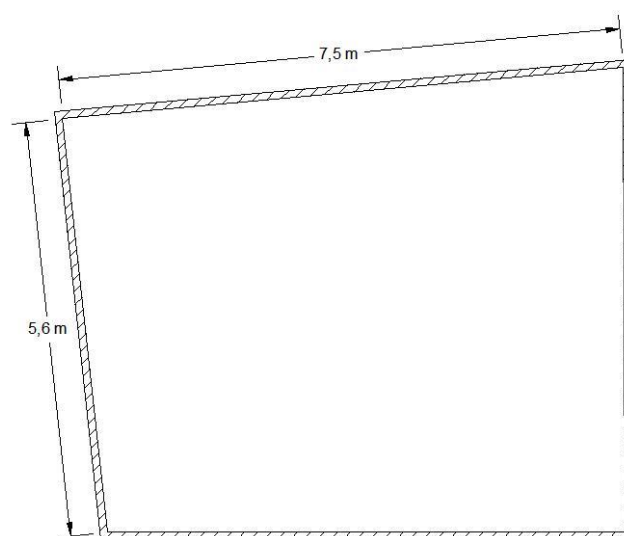


Figura 4.1. Planta esquemática da Câmara Reverberante R1 do Laboratório de Acústica da FEUP.

4.2. DISPOSIÇÕES DO ENSAIO

4.2.1. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

A absorção sonora, medida em câmara reverberante, é uma medição indirecta. Isto acontece porque não é possível determinar directamente a absorção sonora. O que é determinado nas câmaras reverberantes é o tempo de reverberação da mesma quando a excitação por um dado sinal é interrompida. Através das variações medidas no tempo de reverberação, antes e depois da colocação dos provetes, é possível, com recurso às fórmulas de previsão apresentadas no capítulo 2, determinar a área de absorção sonora equivalente, A_T , com a introdução do(s) provete(s).

No caso do provete se tratar de um material que preencha uma dada superfície, o coeficiente de absorção sonora, α , pode ser determinado através do quociente da área de absorção sonora equivalente determinada no ensaio pela área real que o material ocupa [48].

Se por outro lado, os provetes em questão são elementos individuais mas idênticos entre si, a área de absorção sonora equivalente de cada provete é obtida dividindo a área de absorção sonora equivalente total pelo número de provetes existentes na câmara [48].

4.2.2. GAMA DE FREQUÊNCIAS

De acordo com a norma NP EN ISO 354:2007 [48], as medições acústicas em câmara reverberante devem ser realizadas para bandas de terço de oitava com frequências centrais dos 100 Hz aos 5 kHz, especificadas na ISO 266. No quadro 4.1 pode-se observar, em pormenor, quais as frequências para as quais foram realizadas medições.

Adicionalmente, poderão ser ensaiadas outras bandas de frequência, fora do intervalo referido, de acordo com a norma ISO 266.

Quadro 4.1. Frequências centrais (bandas de terço de oitava) para medições acústicas em câmaras reverberantes, em Hz.

Frequências centrais das bandas de terço de oitava (Hz)					
100	125	160	200	250	315
400	500	630	800	1000	1250
1600	2000	2500	3150	4000	5000

4.2.3. DISPOSITIVOS DE ENSAIO

4.2.3.1. Câmara reverberante e campo sonoro difuso

A forma da câmara reverberante deverá ser tal que permita verificar a condição 4.1 [48]:

$$L_{m\acute{a}x} < 1,9 \cdot V^{\frac{1}{3}} \quad (4.1)$$

em que $L_{máx}$ é o máximo comprimento, em metros, em linha recta nos limites da câmara. No caso de câmaras rectangulares, $L_{máx}$ será a maior das diagonais principais. V será o volume da câmara reverberante, em m^3 .

Na câmara reverberante R1 do Laboratório de Acústica da FEUP, $L_{máx}$ pode ser determinado com recurso à equação 4.2.

$$L_{máx} = \sqrt{\left(\frac{5,60 + 6,15}{2}\right)^2 + \left(\frac{7 + 7,5}{2}\right)^2 + 4,65^2} = 10,42 \text{ m} \quad (4.2)$$

Comparando o resultado obtido com a inequação 4.1, e tomando como V o valor de 217 m^3 , tem-se:

$$10,42 < 11,41 \rightarrow O.K. \quad (4.3)$$

A área de absorção sonora equivalente de uma câmara reverberante vazia não deverá ultrapassar, para cada banda de terço de oitava, os valores dispostos no quadro 4.2. Os valores foram calculados admitindo um volume médio de 217 m^3 , de acordo com a correcção sugerida na norma NP EN ISO 354:2007 [48]. A norma sugere que aos valores apresentados por ela se multiplique um factor igual à relação do volume da câmara com um volume de referência de 200 m^3 .

Quadro 4.2. Áreas máximas de absorção sonora equivalente para uma câmara vazia, por banda de frequência [48].

Frequência (Hz)	Área de absorção (m^2)	Frequência (Hz)	Área de absorção (m^2)
100	7,1	800	7,1
125	7,1	1000	7,6
150	7,1	1250	8,1
200	7,1	1500	8,7
250	7,1	2000	9,2
315	7,1	2500	11,4
400	7,1	3150	13,0
500	7,1	4000	14,1
630	7,1	5000	15,2

Note-se, ainda, que as referidas áreas não devem apresentar uma variação superior a 15% da média das áreas para as frequências adjacentes.

Na figura 4.2 podem-se observar as áreas de absorção sonora equivalentes, no decorrer dos ensaios, da câmara reverberante, enquanto vazia, bem como os respectivos valores máximos dispostos no quadro

4.2. Pela observação da figura conclui-se que as áreas de absorção sonora equivalente medidas, com a câmara vazia, encontram-se bem abaixo do limite exigido, cumprindo-se o disposto na norma.

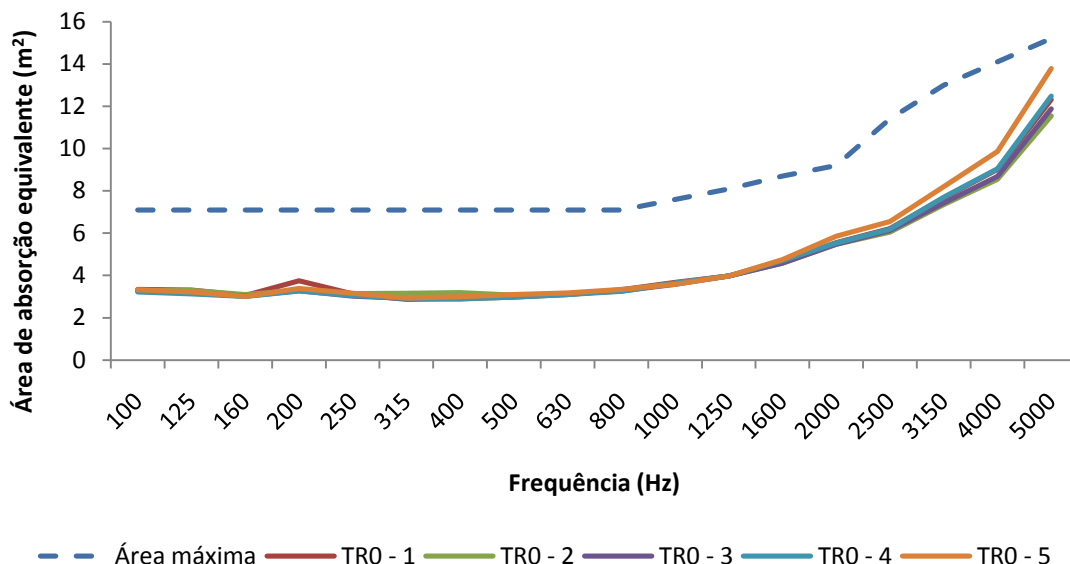


Figura 4.2. Áreas de absorção sonora equivalente, em m^2 , máximas e medidas (TR – 1 a 5) durante os ensaios na câmara reverberante R1 da FEUP.

4.2.3.2. Provetes de ensaio

Os provetes de ensaio podem tomar várias formas. Dependendo do tipo de provete, o método de colocação e ensaio em câmara reverberante será diferente. No âmbito do presente trabalho os elementos a ensaiar enquadram-se na categoria de elementos absorventes discretos. Estes devem ser instalados de acordo com o seu funcionamento em prática corrente. Como se tratam de elementos autoportantes, estes estarão assentes no pavimento, colocados verticalmente (ver anexo A, figura A4).

De acordo com a norma NP EN ISO 354:2007 [48] devem ser utilizados vários objectos idênticos num mesmo ensaio, num mínimo de três, a fim de se obter uma variação da área de absorção sonora equivalente na câmara suficientemente relevante, compreendida entre 1 e 12 m^2 . Os referidos valores são sugeridos para câmaras com volume de 200 m^3 . Como tal, de modo a serem adaptados à câmara em questão, os valores anteriores foram multiplicados pelo mesmo factor que afectou as áreas máximas de absorção sonora equivalente, no ponto anterior, tendo-se obtido os valores de 1,1 e 13 m^2 , respectivamente. No entanto, não foi possível obter material para ensaio nestas quantidades. Tendo à sua disposição 5 elementos modulares, constituindo uma área real de absorção de aproximadamente 3,5 m^2 , decidiu-se ensaiar os módulos na sua forma acoplada, constituindo uma barreira elementar de 1,6 metros de altura. Isto constitui o modo real de funcionamento dos elementos. A alternativa seria o ensaio dos 5 elementos modulares desligados embora isso não constituísse, em primeiro lugar, o correcto funcionamento dos elementos em prática corrente e, em segundo lugar, estar-se-ia a associar a cada um dos elementos uma área adicional de absorção, correspondente à “tampa” de fecho das caixas de ar (existente apenas para o elemento do topo na alternativa anterior), introduzindo-se, portanto um erro adicional à medição.

Embora não estando abrangido por uma qualquer disposição presente na norma, teve-se ainda o cuidado de afastar o elemento a ensaiar de pelo menos 1 metro das paredes e de quaisquer microfones.

A temperatura e humidade relativa podem influenciar as medições na câmara reverberante, alterando o tempo de reverberação, particularmente nas altas frequências com condições de baixa humidade relativa. Estas variações podem ser quantificadas com recurso à norma ISO 9613-1 [48]. Deste modo, as medições do tempo de reverberação da câmara, antes e depois da colocação dos provetes, devem ser efectuadas em condições de temperatura e humidade relativa similares. Ainda assim, recomenda-se que a humidade relativa esteja compreendida entre os 30% e os 60% e que a temperatura seja pelo menos de 15 °C em qualquer momento do ensaio. Estas variações são contempladas e, se necessário, corrigidas por meio do parâmetro m' , absorção do ar, indicado no ponto 2.3.3.2. O quadro 4.3 apresenta valores de m' para várias condições de humidade relativa, em função da frequência [41]. Após a introdução dos provetes na câmara reverberante, deve-se permitir que estes atinjam o equilíbrio com a câmara reverberante, em termos de temperatura e humidade relativa, antes de ser iniciado o ensaio. No entanto, como na maior parte das situações as condições de ensaio antes e após a introdução dos provetes são similares, a correcção de m' é irrelevante pois é similar em ambos os casos.

Quadro 4.3. Absorção sonora do ar, em m^{-1} , em função da humidade relativa [41].

HR (%)	< 1 kHz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	8 kHz	16 kHz
0	0	0	0	0	0	0
20	0	0,008	0,016	0,056	0,188	0,34
40	0	0,004	0,008	0,044	0,096	0,21
60	0	0,003	0,004	0,028	0,064	0,14
80	0	0,002	0,004	0,008	0,052	0,11

4.3. MEDIÇÃO DO TEMPO DE REVERBERAÇÃO

4.3.1. ÂMBITO

Segundo a NP EN ISO 354:2007 [48], existem dois métodos possíveis para a determinação do tempo de reverberação numa dada câmara reverberante. O primeiro, método do ruído interrompido, tem como princípio de funcionamento a obtenção de várias curvas de decaimento através do registo directo do decaimento do nível de pressão sonora após excitação do compartimento com ruído de banda larga ou por bandas de frequência. A curva de decaimento, ou consequentemente o tempo de reverberação, obtido pelo método do ruído interrompido resulta de um processo estatístico, sendo necessário calcular a média de vários resultados para pares de posições emissor/receptor. Por outro lado, o método da resposta impulsiva integrada, procura obter as referidas curvas de decaimento a partir da integração de limites invertidos no domínio do tempo do quadrado da resposta impulsiva. É, portanto, uma função determinística requerendo, no entanto, equipamentos mais sofisticados.

No Laboratório de Acústica, e no âmbito deste trabalho, é utilizado o método do ruído interrompido. Adiante será discutido este método mais em pormenor.

4.3.2. FONTES E RECEPTORES

Os receptores utilizados nas medições, vulgarmente microfones, devem ser omnidireccionais. Os registos devem ser feitos com diferentes posições de microfones, num mínimo de três, afastadas de pelo menos 1,5 metros entre si, pelo menos 2,0 metros da fonte sonora e 1,0 metro de qualquer superfície ou provete. Naturalmente, curvas de decaimento obtidas através de diferentes posições dos microfones não deverão ser alvo de uma média conjunta devido ao facto do campo criado não ser perfeitamente difuso.

As fontes deverão emitir também omnidireccionalmente e deverão ser colocadas em várias posições, num mínimo de duas. Poderão ser utilizadas várias fontes simultaneamente desde que a potência radiada pelas fontes não difira em mais de 3 dB em cada banda de terço de oitava embora neste estudo seja utilizada apenas uma. Deverão ser utilizadas combinações de posições de pares emissor/receptor em número suficiente de modo a que se obtenham pelo menos 12 curvas de decaimento independentes.

No total, foram usados quatro microfones, simulando quatro posições de microfones, e um número de posições da fonte sonora dependendo do tipo de ensaio a realizar. Quando se pretendeu medir o tempo de reverberação da câmara vazia foram usadas seis posições da fonte sonora, conforme a figura 4.3, a altura variável, contabilizando 24 curvas de decaimento independentes devido à necessidade de se obter uma maior confiança no tempo de reverberação a determinar. Por outro lado, quando se pretendeu medir o tempo de reverberação com o provete no interior, apenas foram usadas quatro posições da fonte sonora consoante a posição do provete, conforme o disposto nas figuras 4.4 e 4.5.

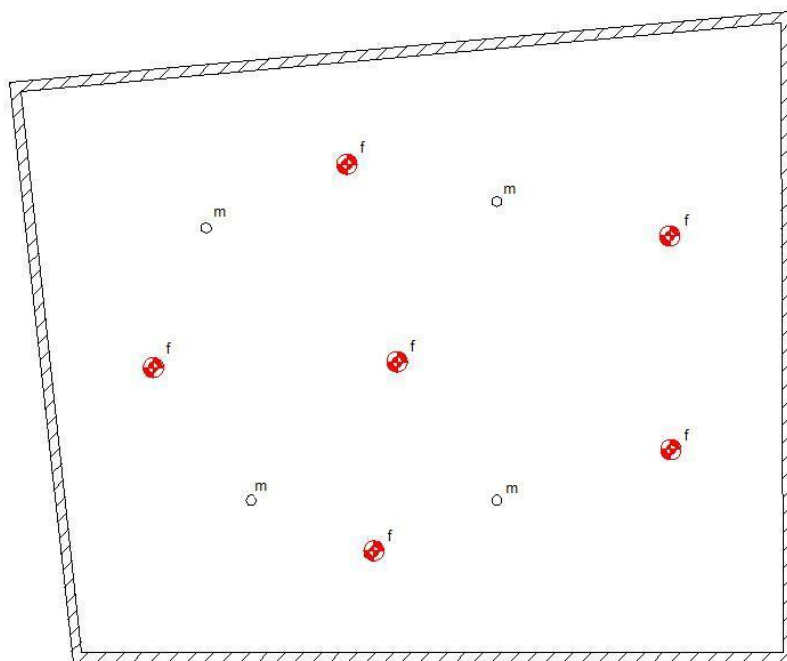


Figura 4.3. Posições dos elementos para a medição do tempo de reverberação com a câmara reverberante vazia. Pontos a vermelho (f): posições da fonte sonora. Pontos a negro (m): posições dos microfones.

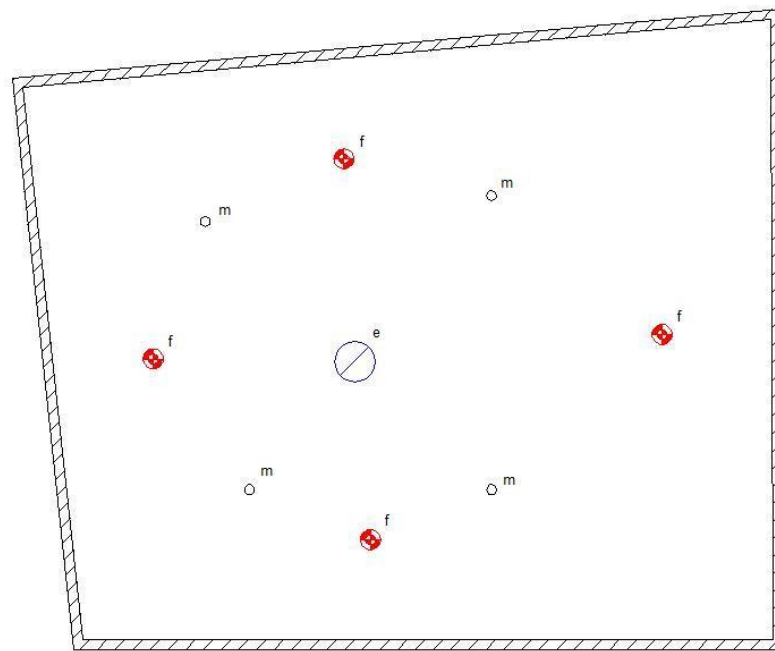


Figura 4.4. Posições dos elementos para a medição do tempo de reverberação na câmara reverberante R1. Pontos a vermelho (f): posições da fonte sonora. Pontos a negro (m): posições dos microfones. Ponto a azul (e): posição do elemento.

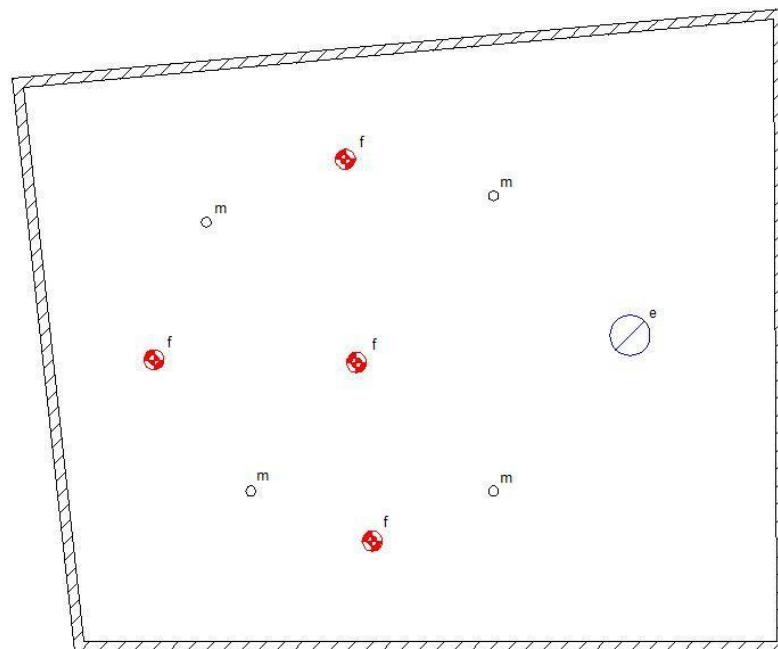


Figura 4.5. Posições alternativas dos elementos para a medição do tempo de reverberação na câmara reverberante. Pontos a vermelho (f): posições da fonte sonora. Pontos a negro (m): posições dos microfones. Ponto a azul (e): posição do elemento.

4.3.3. MÉTODO DO RUÍDO INTERROMPIDO

A fonte sonora utilizada no método do ruído interrompido poderá emitir ao longo de um largo espectro ou apenas numa determinada banda de frequência. A largura mínima de banda deverá ser de pelo menos um terço de oitava. No caso de se emitir um sinal em banda alargada o nível de pressão sonora instalado na câmara, numa dada banda de terço de oitava, não deverá diferir em mais de 6 dB em relação às bandas de terço de oitava adjacentes. O referido sinal deverá ser suficientemente longo para que os níveis de pressão sonora na câmara sejam constantes em todo o espaço. Recomenda-se que a duração do sinal seja de, pelo menos, metade do tempo de reverberação esperado. O nível de pressão sonora instalado deverá ser suficientemente elevado para que, no intervalo de avaliação, seja superior ao ruído de fundo em pelo menos 10 dB. No âmbito do presente trabalho foi utilizado um sinal de espectro alargado.

Se o sinal utilizado for emitido numa largura superior a um terço de oitava, a curva de decaimento poderá ser influenciada pela variação dos tempos de reverberação nas bandas de terço de oitava adjacentes. Nesse caso, se a relação entre tempos de reverberação para bandas adjacentes de terço de oitava for superior a 1,5, o menor tempo de reverberação obtido deve ser medido individualmente.

Como referido anteriormente, este método assenta na criação de várias curvas de decaimento, sendo necessárias várias medições nas diferentes posições de pares emissor/receptor. O mínimo de medições necessárias para uma dada posição emissor/receptor é três. Obtêm-se, finalmente, valores médios ou das curvas de decaimento ou dos tempos de reverberação. Para a determinação da média dos registos das curvas de decaimento para uma dada posição emissor/receptor pode-se utilizar a equação 4.4, em que $L_p(t)$ é o nível de pressão sonora médio, no instante t , calculado para N decaimentos e $L_{pn}(t)$ é o nível de pressão sonora do decaimento de ordem n , no instante t .

$$L_p(t) = 10 \cdot \log \left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N 10^{\frac{L_{pn}(t)}{10}} \right] (dB) \quad (4.4)$$

Este modo de calcular a média é vulgarmente conhecido como média de conjunto e é muito utilizado em sistemas informatizados de medição e avaliação do tempo de reverberação, tendo sido utilizado no decorrer dos ensaios realizados. Ainda como referido anteriormente é necessário notar que curvas de decaimento obtidas por via de várias posições emissor/receptor não devem ser utilizadas para calcular uma curva de decaimento média. Então, para cada posição emissor/receptor, a média das curvas de decaimento para cada medição deve ser determinada. A partir da curva de decaimento obtida é determinado um tempo de reverberação, por banda de frequência de terço de oitava, para aquela posição emissor/receptor. Repetindo o mesmo cálculo para todas as combinações emissor/receptor obtém-se um conjunto de tempos de reverberação (médios). Fazendo a média aritmética de todos esses valores obtém-se então o tempo de reverberação final da câmara.

Deverá existir um sistema de aquisição para o registo dos níveis de pressão sonora ao longo do tempo e, conseqüentemente, da inclinação média da curva de decaimento. Este equipamento, no seu funcionamento, pode basear-se em vários métodos tais como a média exponencial na forma de curva contínua ou de pontos discretos e a média linear representada por médias discretas. No caso de se utilizar a média exponencial, a constante de tempo a utilizar deve ser inferior a $T/20$ embora o mais próximo possível desse valor. Por outro lado, o tempo de integração a utilizar para a média linear deverá ser inferior a $T/12$.

Como referido anteriormente, é comum avaliar-se o tempo de reverberação a partir do decaimento de 20 dB ou 30 dB (utilizado neste caso) e extrapolar-se o valor obtido para os 60 dB. No ensaio em câmara reverberante acontece isso mesmo, em que o nível de pressão sonora inicial avaliado deve ser 5 dB inferior ao nível de pressão sonora máximo e o nível de pressão sonora final do intervalo avaliado deve ser superior ao ruído de fundo em pelo menos 10 dB. Enquanto na primeira condição se pretende que a curva de decaimento já esteja perfeitamente formada, na segunda tenta-se garantir que o intervalo avaliado não sofre interferências por parte do ruído de fundo. Os sistemas de aquisição automatizados utilizam frequentemente uma regressão linear pelo método dos mínimos quadrados, no intervalo de avaliação, para determinar o tempo de reverberação. No caso da curva de decaimento ser formada por pontos discretos, estes deverão ser em número suficiente para que a aproximação pelo método dos mínimos quadrados seja válida.

Por fim apresenta-se uma listagem do equipamento e *software* utilizado para a medição do tempo de reverberação.

- Sistema de aquisição de dados *Brüel & Kjaer PULSE* – Tipo 3560-D;
- Software de aquisição e tratamento de dados *Brüel & Kjaer PULSE* v. 10.1;
- Amplificador *Brüel & Kjaer* Tipo 2716-C;
- Fonte sonora Omnidireccional *Brüel & Kjaer OmniSource*TM – Tipo 4295;
- 4 Microfones *Brüel & Kjaer* ½" – Tipo 4190.

4.4. DETERMINAÇÃO E APRESENTAÇÃO DE RESULTADOS

4.4.1. TEMPO DE REVERBERAÇÃO

Os tempos de reverberação antes e depois da colocação do provete, T_0 e T_1 , respectivamente, em cada banda de frequência, são determinados através da média aritmética do total de medições para cada uma das situações. Calculam-se e apresentam-se com duas casas decimais.

4.4.2. ÁREA DE ABSORÇÃO EQUIVALENTE

A área de absorção equivalente da câmara reverberante, em m^2 e para cada banda de frequência, antes e depois da colocação do provete, A_0 e A_1 , respectivamente é determinada com recurso à equação 4.5.

$$A_i = \frac{55,3 \cdot V}{c \cdot T_i} - V \cdot m' \quad (m^2) \quad (4.5)$$

V é o volume da câmara vazia, em m^3 , c é a celeridade, em m/s, T_i é o tempo de reverberação medido, em segundos, e m' é a absorção sonora do ar em m^{-1} , referida no ponto 4.2.2.2. Este cálculo será efectuado por banda de frequência. Da diferença da área de absorção equivalente após e antes da colocação do provete obtém-se A_T , área de absorção sonora equivalente do provete, em m^2 . No caso do provete se tratar de um conjunto de elementos absorventes discretos idênticos, o resultado deverá ser apresentado na forma de área de absorção sonora equivalente, em m^2 , por objecto. Tal é obtido dividindo a área de absorção sonora equivalente total, A_T , pelo número de objectos ensaiados, n . O resultado será arredondado à décima de m^2 .

Se, no entanto, os elementos em estudo forem considerados elementos absorventes planos, o resultado deverá ser apresentado na forma de coeficiente de absorção sonora, α_s .

No presente caso, como referido anteriormente, os elementos ensaiados enquadram-se na categoria de elementos absorventes discretos. Deste modo o resultado será apresentado em m^2 de área de absorção sonora equivalente por elemento individual. Isto porque essa será a incógnita a determinar quando se pretender determinar quantos elementos serão necessários para reduzir o nível de pressão sonora num determinado espaço, de acordo com a equação 2.16. Note-se que este cálculo poderá ser realizado por banda de frequência pelo que se poderá quantificar qual a diminuição do nível de pressão sonora, numa determinada banda de frequência por colocação de um determinado tipo de elemento.

4.4.3. CÁLCULO DO COEFICIENTE DE ABSORÇÃO SONORA

O coeficiente de absorção sonora, α_s , pode ser determinado dividindo a área de absorção sonora equivalente do provete, A_T , pela área de superfície tratada, S , conforme a equação 4.6. O resultado deverá ser arredondado à centésima.

$$\alpha_s = \frac{A_T}{S} \quad (4.6)$$

Uma vez que α_s é calculado com base na área de absorção sonora equivalente é possível que a área de absorção do provete seja superior à área real do mesmo indicando que α_s pode, de facto, tomar valores ligeiramente superiores a 1,0. Note-se que, apesar de se tratarem de grandezas semelhantes, o modo de cálculo é diferente, razão pela qual o coeficiente de absorção sonora, α (teórico), definido por via da relação da energia absorvida com a energia incidente, não pode tomar valores superiores à unidade. Por outro lado, a mesma limitação não está subjacente ao coeficiente de absorção sonora, α_s (medido), calculado através da relação entre a área de absorção sonora equivalente e a área real de superfície tratada.

4.5. ENSAIOS REALIZADOS E RESULTADOS

4.5.1. ENSAIOS REALIZADOS

Conforme o apresentado no capítulo 3, pretendeu-se ensaiar várias configurações de elementos autoportantes, direccionados para a absorção sonora em diferentes frequências, esperando determinar qual a mais eficaz no âmbito em que se enquadra. Ou seja, no caso do mecanismo de absorção ser um “ressoador agrupado”, pretende-se determinar qual o mais eficaz na gama de frequências da palavra enquanto, no caso do mecanismo de absorção se tratar de uma “membrana” pretende-se determinar a configuração mais eficaz para a absorção nas baixas frequências. Para isto fez-se variar o tipo de painel, a espessura da caixa de ar e a presença e posição de uma manta de lã de rocha de massa volúmica de 70 kg/m^3 com 40 mm de espessura. Ensaïaram-se igualmente os elementos estruturais isolados (denominados por E no quadro 4.4), ou seja, sem painéis frontais, com espessuras de cavidade de 40 mm e 80 mm bem como uma situação em que a única diferença é a colocação da placa vertical de acrílico no topo do último elemento modular de modo a comprovar que a sua presença não interfere nos resultados esperados. Todos os restantes ensaios foram executados sem a referida placa. O quadro 4.4 sintetiza os referidos ensaios especificando as combinações utilizadas em cada um deles.

É conveniente apresentar algumas informações complementares ao quadro 4.4. No que diz respeito à espessura da caixa de ar, no caso dos ensaios E 40 e E 80 (elementos estruturais base sem painéis), esta refere-se à espessura da cavidade à vista pois nestas configurações, como exposto anteriormente,

os painéis frontais não foram colocados, determinando-se, a absorção sonora das estruturas de suporte. Quanto à presença e posição de 40 mm de lã de rocha, as alternativas são, na caixa de ar de 40 mm, a colocação ou não do referido material absorvente e, na caixa de ar de 80, a colocação do material absorvente junto do painel (*Frente*), a colocação do material afastado do painel (*Tardoz*) ou a não colocação de material absorvente. Durante o decorrer dos ensaios foi efectuado simultaneamente um registo fotográfico do mesmo, que se apresenta no anexo A. No total foram realizados 18 ensaios de absorção, excluindo as medições do tempo de reverberação com a câmara vazia.

Quadro 4.4. Configurações de elementos autoportantes ensaiadas.

Denominação	Tipo de painel (furação)	Espessura da caixa de ar (mm)	Presença e posição de 40 mm de lã de rocha	Placa de acrílico no topo
E 40	-	40	-	Não
E 80	-	80	-	Não
CFQ 40, 0	Quadrado	40	Não	Não
CFQ 40, 40	Quadrado	40	Sim	Não
CFQ 80,0	Quadrado	80	Não	Não
CFQ 80, 40 F	Quadrado	80	Frente	Não
CFQ 80, 40 T	Quadrado	80	Tardoz	Não
CFR 40, 0	Rasgos	40	Não	Não
CFR 40, 40	Rasgos	40	Sim	Não
CFR 40, 40, A	Rasgos	40	Sim	Sim
CFR 80,0	Rasgos	80	Não	Não
CFR 80, 40 F	Rasgos	80	Frente	Não
CFR 80, 40 T	Rasgos	80	Tardoz	Não
M 40, 0	Membrana (s/ furação)	40	Não	Não
M 40, 40	Membrana (s/ furação)	40	Sim	Não
M 80,0	Membrana (s/ furação)	80	Não	Não
M 80, 40 F	Membrana (s/ furação)	80	Frente	Não
M 80, 40 T	Membrana (s/ furação)	80	Tardoz	Não

4.5.2. RESULTADOS

As áreas de absorção sonora equivalente medidas para cada uma das combinações anteriores, são apresentados, por banda de terço de oitava, no quadro 4.5 e figura 4.6 segundo as condições dispostas no ponto 4.4.2. Os referidos resultados serão analisados e comentados no capítulo 5.

Quadro 4.5. Áreas de absorção sonora equivalente, A_T , em m^2 , por banda de terço de oitava, de uma barreira (5 elementos) em cada configuração.

Denominação	Banda de Frequência (Hz)																	
	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1k	1,25k	1,6k	2k	2,5k	3,15k	4k	5k
E 40	0,3	0,3	0,6	0,8	1,3	1,8	1,4	0,8	0,8	1,0	0,6	0,7	0,4	0,3	0,3	0,4	0,3	0,3
E 80	0,2	0,3	0,4	0,1	0,4	0,5	0,4	0,3	0,3	0,4	0,3	0,3	0,4	0,3	0,4	0,4	0,4	0,3
CFQ 40, 0	0,1	0,6	1,4	1,3	1,6	1,7	1,8	1,4	1,7	2,0	2,4	2,3	2,2	2,1	2,2	2,2	2,1	2,5
CFQ 40, 40	0,4	0,7	1,7	1,4	1,7	2,0	1,9	1,9	2,3	2,6	2,6	2,5	2,2	2,2	2,1	2,4	2,5	2,8
CFQ 80,0	0,2	0,5	1,2	1,2	1,4	1,7	1,6	1,9	2,1	2,5	2,1	1,8	1,9	1,8	1,9	2,2	2,1	2,5
CFQ 80, 40 F	0,4	0,8	1,7	1,2	1,6	1,9	2,0	2,0	2,3	2,6	2,4	2,1	2,0	2,1	2,1	2,1	2,1	2,2
CFQ 80, 40 T	0,3	0,6	1,3	1,2	1,3	1,9	1,9	2,2	2,4	2,5	2,2	1,9	1,9	1,7	1,9	1,8	1,6	1,5
CFR 40, 0	0,9	1,0	1,5	1,4	1,7	1,8	1,6	1,6	1,7	1,7	2,1	2,1	2,4	2,4	2,1	1,9	1,7	2,2
CFR 40, 40	0,9	0,9	1,5	1,5	1,8	1,9	1,6	1,7	1,9	2,0	2,3	2,1	2,4	2,3	2,1	2,1	2,1	2,3
CFR 40, 40, A	0,8	0,9	1,6	1,6	1,9	2,0	1,7	2,0	2,0	2,0	2,2	2,2	2,5	2,3	2,2	2,0	2,1	2,3
CFR 80,0	1,0	1,0	1,4	1,3	1,7	1,9	1,9	1,9	1,9	2,1	2,1	2,2	2,3	2,0	1,9	1,8	1,8	2,0
CFR 80, 40 F	1,1	1,1	1,5	1,5	1,8	1,9	2,1	2,1	1,9	2,1	2,2	2,2	2,3	2,3	2,2	1,8	1,8	2,0
CFR 80, 40 T	1,2	1,1	1,6	1,6	1,8	2,0	2,0	2,1	2,1	2,1	2,2	2,4	2,3	2,3	2,1	1,8	1,9	2,1
M 40, 0	0,5	1,0	0,7	1,0	1,0	0,6	0,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0,4
M 40, 40	0,9	0,9	1,0	1,0	0,9	0,8	0,5	0,5	0,4	0,3	0,3	0,3	0,4	0,1	0,2	0,3	0,3	0,5
M 80,0	0,5	1,0	1,0	1,0	1,1	0,7	0,4	0,3	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
M 80, 40 F	0,8	1,1	1,1	1,3	0,8	0,7	0,5	0,3	0,2	0,2	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,2	0,1	0,1
M 80, 40 T	0,8	1,1	1,1	1,2	0,8	0,7	0,4	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,2	0,1	0,3	0,3	0,5

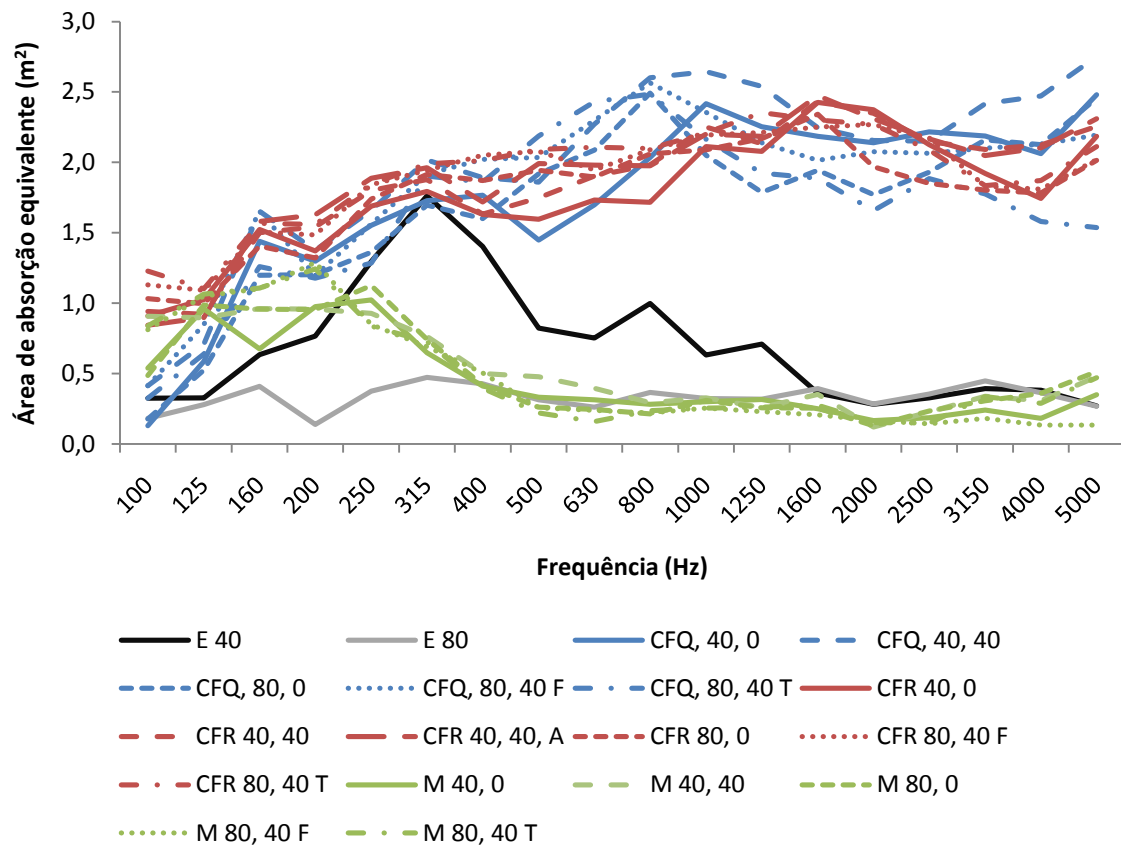


Figura 4.6. Áreas de absorção sonora equivalente, A_T , em m^2 , de uma barreira (5 elementos) em cada configuração ensaiada.

5

ANÁLISE DE RESULTADOS

5.1. CORRECÇÃO PARA UTILIZAÇÃO PRÁTICA

Como referido no capítulo 4, os cinco elementos modulares foram acoplados ensaiando-se na sua configuração de barreira vertical. Este modelo de ensaio apresenta algumas diferenças em relação à utilização prática destes elementos. A diferença reside no facto de que a referida barreira será colocada, de acordo com as recomendações de Egan [30] apresentadas no capítulo 2, associada a outras de modo a constituir uma barreira de desenvolvimento longitudinal igual a pelo menos o dobro da altura. Se se considerar que a altura recomendada, e obtida com a associação de cinco elementos modulares, é 1,60 m, então, o desenvolvimento mínimo destas barreiras seria 3,20 m, constituindo um comprimento igual à associação de aproximadamente quatro elementos modulares, de 0,90 m de comprimento, dispostos lado a lado. Nesta configuração, as faces laterais dos elementos não estariam à vista, ou estaria apenas uma, no caso de se tratar de um dos elementos da ponta. No entanto, o elemento foi ensaiado com essas faces visíveis, pelo que as mesmas contribuiriam para a absorção do elemento e tal não corresponde à utilização prática dos mesmos.

Questionando-se quanto à influência da absorção das referidas faces laterais no resultado final, decidiu-se efectuar uma correcção dos valores das áreas de absorção sonora equivalente medidas bem como dos valores do coeficiente de absorção sonora daí decorrentes. A referida correcção tem como premissa a admissão de um valor de coeficiente de absorção sonora de 0,05, tido como aproximadamente constante ao longo de todas as bandas de frequência, para o material constituinte das faces laterais do elemento (MDF ignífugo laminado rígido e sem furações). A partir desse ponto é possível, ponderando as áreas reais (S) para cada uma das faces, determinar a área de absorção sonora (A) ou até mesmo o coeficiente de absorção sonora de cada uma das faces quando os elementos se encontram dispostos correctamente num espaço, de acordo com as equações 5.1 e 5.2, respectivamente.

$$A_{real} = K_A \cdot A_{medido} \quad (m^2) \quad (5.1)$$

$$\alpha_{real} = K_\alpha \cdot \alpha_{medido} \quad (5.2)$$

Nas referidas equações, K_A e K_α são factores correctivos pelos quais devem ser multiplicados os valores medidos para se obterem aqueles referentes à utilização real dos elementos. K_A e K_α podem ser determinados através das equações 5.3 e 5.4, respectivamente.

$$K_A = \frac{A_{medido} - A_{laterais}}{A_{medido}} \quad (5.3)$$

$$K_\alpha = \frac{\alpha_{real}}{\alpha_{medido}} \quad (5.4)$$

A equação 5.5 define a área de absorção sonora equivalente, em m^2 , da barreira individual ensaiada (cinco elementos associados) enquanto é possível observar, na figura 5.1, a que se referem as áreas parciais da equação 5.5. Em relação à figura 5.1 note-se que cada elemento modular possui duas faces frontais e duas laterais, podendo ter uma face de topo se se tratar do elemento de topo. Existe apenas uma face de topo por barreira (5 elementos modulares).

$$A_{medido} = A_{frentes} + A_{topo} + A_{laterais} \quad (m^2) \quad (5.5)$$

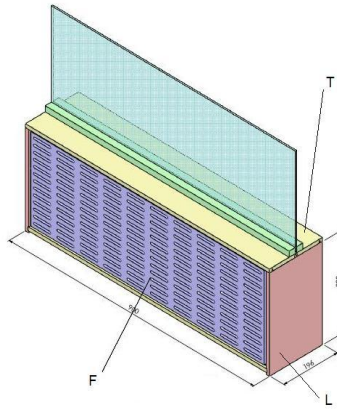


Figura 5.1. Face frontal (F), face lateral (L) e face de topo (T).

De acordo com a equação 5.5, a área de absorção sonora equivalente medida é igual à soma das áreas de absorção equivalente para as faces frontais, $A_{frentes}$, (onde foram colocados os painéis absorventes desenvolvidos), a face de topo, A_{topo} , (tampa do elemento modular de topo) e faces laterais, $A_{laterais}$. O que se pretende obter é a soma das áreas A referentes às faces frontais e de topo, pois são estas as visíveis e capazes de absorção em situação real de utilização. A área de absorção sonora equivalente referente às faces laterais pode ser determinada com recurso à equação 5.6, multiplicando-se a área real das faces laterais, S , pelo coeficiente de absorção sonora admitido para aquele material (0,05).

$$A_{laterais} = S_{laterais} \cdot \alpha_{MDF} \quad (m^2) \quad (5.6)$$

No quadro 5.1, são apresentados os valores das áreas reais, S , referentes às várias faces permitindo o cálculo da área de absorção sonora equivalente, A , das faces laterais como resultado da equação 5.7.

Quadro 5.1. Áreas reais, S, das faces de uma barreira singular (cinco elementos).

Área total (m ²), S _{total}	Área das faces frontais (m ²), S _{frontais}	Área das faces laterais (m ²), S _{laterais}	Área da face do topo (m ²), S _{topo}
,3,50	2,69	0,63	0,18

$$A_{laterais} = 0,63 \cdot 0,05 \cong 0,03 \text{ (m}^2\text{)} \quad (5.7)$$

Resolvendo a equação 5.3 obtém-se valores de K_A para cada banda de terço de oitava e para combinação ensaiada. A utilização de um factor correctivo por cada banda de terço de oitava e por cada combinação utilizada seria um processo penoso e desnecessário no âmbito do que se pretende demonstrar. Deste modo foi calculado o factor K_A médio para cada tipo de painel ensaiado. Os resultados parciais deste cálculo bem como o procedimento são apresentados no anexo B, pelo que apenas se apresenta no presente capítulo os valores finais de K_A .

Por outro lado, e para além da abordagem anterior, um exercício semelhante poderá ser feito para determinar qual a influência da absorção das “faces laterais” no resultado final calculando o factor correctivo K_a para determinação do valor do coeficiente de absorção sonora efectivo do sistema. Note-se que, também neste caso, o coeficiente de absorção sonora obtido posteriormente (global) é o referente à absorção dos painéis frontais bem como do painel de topo que fecha o último elemento modular.

Embora o resultado dos ensaios deva ser apresentado em área de absorção sonora equivalente do elemento, A_T , de acordo com a norma, não só é possível apresentá-lo na forma de coeficiente de absorção sonora, α , como esse facto permite ter uma melhor noção da eficácia dos elementos. Isto acontece devido ao facto de, frequentemente, se entender o coeficiente de absorção sonora como a quantidade de absorção garantida pelo elemento em relação à energia incidente. Adicionalmente é possível ainda associar ao elemento alguns parâmetros caracterizadores como o NRC. Uma outra vantagem da utilização desta abordagem é o facto de se tratar de uma medida relativa, e portanto facilmente comparável, ao contrário da área de absorção sonora que se trata de uma medida absoluta. Por esta razão considerou-se válido apresentar e realizar igualmente uma correcção dos valores obtidos para o coeficiente de absorção sonora dos elementos.

O valor efectivo do coeficiente de absorção sonora dos elementos em utilização prática, α_{real} , pode ser determinado através da equação 5.8. Esta não é mais do que uma média ponderada dos coeficientes de absorção sonora de cada face em função das áreas, S, das mesmas. Nesta ponderação, o valor do coeficiente de absorção sonora medido toma o valor do coeficiente de absorção sonora médio do elemento. Note-se ainda que as áreas S na referida equação são as apresentadas no quadro 5.1.

$$\alpha_{real} = \frac{S_{total} \cdot \alpha_{medido} - S_{laterais} \cdot \alpha_{MDF}}{S_{frentes} + S_{topo}} \quad (5.8)$$

Analogamente ao caso das áreas de absorção sonora equivalente, A , o cálculo dos valores do coeficiente de absorção sonora, por banda de terço de oitava e por combinação ensaiada, bem como as

respectivas correcções K_α são demasiado extensos para serem apresentados neste capítulo pelo que apenas se apresenta o valor de K_α médio para cada tipo de painel ensaiado, remetendo-se esse cálculo para o anexo B.

Os valores de K_A e K_α apresentados referem-se, como anteriormente dito, à média daqueles calculados para cada tipo de painel. Esta consideração foi tomada tendo em conta que o efeito da absorção das faces laterais seria semelhante ao longo de todas as combinações de um dado tipo de painel pois o mecanismo de absorção dos painéis frontais, e a sua absorção em relação às faces laterais seria igualmente constante. Deste modo, invalida-se igualmente a possibilidade de se usar um valor de K_A e K_α , por banda de frequência, para todos os tipos de painéis utilizados pois o mecanismo de absorção dos painéis frontais, e a sua absorção em relação às faces laterais é então diferente. Optou-se igualmente por se apresentar valores de K_A e K_α em função da banda de frequência pois a absorção dos elementos não é constante ao longo das mesmas. Deste modo, ao determinar um valor correctivo único para cada tipo de painel distorcer-se-iam os resultados finais. Os valores dos factores correctivos médios são então arredondados a múltiplos de 0,05.

Apresentam-se, no quadro 5.2, os valores de K_A , isto é, dos factores correctivos a aplicar às áreas de absorção sonora equivalente, A , medidas nos ensaios de modo a adaptá-las para o uso corrente (barreiras, constituídas por elementos modulares associados, dispostas de modo a aumentar o seu desenvolvimento longitudinal).

Quadro 5.2. Factores correctivos K_A para áreas de absorção sonora equivalente, A_T .

Tipo de Painel		Banda de Frequência (Hz)								
		100	125	160	200	250	315	400	500	630
	CFQ	0,95	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	CFR	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	M	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,95

Tipo de Painel		Banda de Frequência (Hz)								
		800	1k	1,25k	1,6k	2k	2,5k	3,15k	4k	5k
	CFQ	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	CFR	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	M	0,95	1,00	1,00	1,00	0,95	0,95	1,00	0,95	1,00

Pela análise do quadro 5.2 conclui-se que a importância relativa da absorção das faces laterais em relação à absorção total é, de facto, muito pequena pelo que grande parte dos valores (88%) toma o valor de 1,00 e o restante 0,95. Outra conclusão a tirar é que o valor de K_A é igual ou inferior à unidade pois o valor da área de absorção real da barreira é a subtracção da parcela referente às faces laterais à área de absorção medida no decorrer dos ensaios. Por último observa-se que os factores correctivos a aplicar são, em geral, iguais à unidade (indicando a irrelevância da área de absorção das laterais em relação ao total) nas bandas de frequência onde a absorção é maior. Ou seja, as correcções são desnecessárias nas bandas de frequência onde os sistemas são mais eficazes.

No quadro 5.3 apresentam-se os valores de K_α , factores correctivos a aplicar aos coeficientes de absorção sonora determinados nos ensaios para adaptação à utilização corrente (condições idênticas ao indicado para os valores de K_A).

Quadro 5.3. Factores correctivos K_α para coeficientes de absorção sonora, α_s .

Tipo de Painei	Banda de Frequência (Hz)								
	100	125	160	200	250	315	400	500	630
CFQ	1,05	1,15	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20
CFR	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20
M	1,15	1,20	1,20	1,20	1,20	1,15	1,15	1,10	1,05

Tipo de Painei	Banda de Frequência (Hz)								
	800	1k	1,25k	1,6k	2k	2,5k	3,15k	4k	5k
CFQ	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20
CFR	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20
M	1,05	1,10	1,05	1,05	0,95	1,00	1,10	1,05	1,10

Analisando o quadro 5.3 novas conclusões podem ser retiradas. Em primeiro lugar os factores correctivos tomam valores quase sempre superiores (com duas únicas excepções) à unidade indicando que o coeficiente de absorção sonora “real” do sistema é superior ao medido. Isto vem de encontro ao esperado uma vez que o coeficiente de absorção sonora “medido” funciona como uma média ponderada entre o coeficiente de absorção efectivo da barreira e aquele admitido para as faces laterais. Ora dado que o coeficiente de absorção sonora admitido para as faces laterais é quase sempre inferior ao medido então o coeficiente de absorção sonora referente ao restante da barreira terá que ser superior ao medido. Conclui-se igualmente que os factores correctivos tendem a ser mais elevados nas bandas de frequências em que a absorção sonora é maior (confirmado pelos resultados apresentados no anexo B). Isto revela, mais uma vez, que a absorção sonora dos painéis laterais torna-se irrelevante quando a absorção sonora dos painéis aumenta. Isto explica igualmente porque razão os factores correctivos para as membranas, onde a absorção sonora é menor ao longo de todo o espectro, são próximos da unidade. Deve-se notar ainda que, dos valores correctivos K_α , 79% tomam o valor 1,20 e para bandas de frequências superiores aos 125 Hz, K_α é 1,20 para os painéis CFQ e CFR.

Apresentam-se, nos quadros 5.4 e 5.5 respectivamente, os valores corrigidos da área de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , nas várias combinações e por banda de terço de oitava, bem como os valores do coeficiente de absorção sonora das várias combinações, também por banda de terço de oitava. Estes valores serão, seguidamente analisados comentando o comportamento da variação de certos parâmetros na absorção sonora.

Note-se, em relação ao quadro 5.4, que quase não existe diferença entre os valores apresentados no referido quadro e no quadro 4.5, nos quais os valores não se encontram corrigidos. Havendo apenas uma diferença marginal num valor, reforça-se a ideia de que a área de absorção sonora equivalente das faces laterais é irrelevante em relação à restante área de absorção sonora atribuída à barreira.

Denominação	Banda de Frequência (Hz)																	
	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1k	1,25k	1,6k	2k	2,5k	3,15k	4k	5k
CFQ 40, 0	0,1	0,6	1,4	1,3	1,6	1,7	1,8	1,4	1,7	2,0	2,4	2,3	2,2	2,1	2,2	2,2	2,1	2,5
CFQ 40, 40	0,4	0,7	1,7	1,4	1,7	2,0	1,9	1,9	2,3	2,6	2,6	2,5	2,2	2,2	2,1	2,4	2,5	2,8
CFQ 80,0	0,2	0,5	1,2	1,2	1,4	1,7	1,6	1,9	2,1	2,5	2,1	1,8	1,9	1,8	1,9	2,2	2,1	2,5
CFQ 80, 40 F	0,4	0,8	1,7	1,2	1,6	1,9	2,0	2,0	2,3	2,6	2,4	2,1	2,0	2,1	2,1	2,1	2,1	2,2
CFQ 80, 40 T	0,3	0,6	1,3	1,2	1,3	1,9	1,9	2,2	2,4	2,5	2,2	1,9	1,9	1,7	1,9	1,8	1,6	1,5
CFR 40, 0	0,9	1,0	1,5	1,4	1,7	1,8	1,6	1,6	1,7	1,7	2,1	2,1	2,4	2,4	2,1	1,9	1,7	2,2
CFR 40, 40	0,9	0,9	1,5	1,5	1,8	1,9	1,6	1,7	1,9	2,0	2,3	2,1	2,4	2,3	2,1	2,1	2,1	2,3
CFR 40, 40, A	0,8	0,9	1,6	1,6	1,9	2,0	1,7	2,0	2,0	2,0	2,2	2,2	2,5	2,3	2,2	2,0	2,1	2,3
CFR 80,0	1,0	1,0	1,4	1,3	1,7	1,9	1,9	1,9	1,9	2,1	2,1	2,2	2,3	2,0	1,9	1,8	1,8	2,0
CFR 80, 40 F	1,1	1,1	1,5	1,5	1,8	1,9	2,1	2,1	1,9	2,1	2,2	2,2	2,3	2,3	2,2	1,8	1,8	2,0
CFR 80, 40 T	1,2	1,1	1,6	1,6	1,8	2,0	2,0	2,1	2,1	2,1	2,2	2,4	2,3	2,3	2,1	1,8	1,9	2,1
M 40, 0	0,5	1,0	0,7	1,0	1,0	0,6	0,4	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0,4
M 40, 40	0,9	0,9	1,0	1,0	0,9	0,8	0,5	0,5	0,4	0,3	0,3	0,3	0,4	0,1	0,2	0,3	0,3	0,5
M 80,0	0,5	1,0	1,0	1,0	1,1	0,7	0,4	0,3	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,1	0,2	0,3	0,3	0,5
M 80, 40 F	0,8	1,1	1,1	1,3	0,8	0,7	0,5	0,3	0,2	0,2	0,3	0,2	0,2	0,2	0,1	0,2	0,1	0,1
M 80, 40 T	0,8	1,1	1,1	1,2	0,8	0,7	0,4	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,1	0,1	0,3	0,3	0,5

Quadro 5.5. Coeficientes de absorção sonora, α_s , corrigidos, por banda de terço de oitava, de cada combinação em uso corrente.

Denominação	Banda de Frequência (Hz)																	
	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1k	1,25k	1,6k	2k	2,5k	3,15k	4k	5k
CFQ 40, 0	0,04	0,20	0,49	0,44	0,53	0,59	0,61	0,49	0,59	0,70	0,83	0,78	0,76	0,73	0,77	0,76	0,71	0,85
CFQ 40, 40	0,13	0,23	0,56	0,47	0,58	0,70	0,65	0,64	0,78	0,90	0,91	0,88	0,77	0,74	0,74	0,83	0,85	0,95
CFQ 80,0	0,05	0,17	0,41	0,41	0,47	0,59	0,55	0,66	0,72	0,85	0,71	0,61	0,67	0,61	0,66	0,74	0,73	0,84
CFQ 80, 40 F	0,13	0,28	0,56	0,41	0,54	0,66	0,70	0,70	0,79	0,89	0,82	0,73	0,70	0,72	0,71	0,72	0,73	0,76
CFQ 80, 40 T	0,09	0,21	0,43	0,41	0,44	0,66	0,64	0,76	0,84	0,85	0,74	0,66	0,65	0,58	0,65	0,61	0,54	0,53
CFR 40, 0	0,31	0,35	0,53	0,47	0,58	0,61	0,56	0,55	0,60	0,59	0,73	0,72	0,84	0,82	0,73	0,66	0,60	0,76
CFR 40, 40	0,32	0,31	0,52	0,53	0,62	0,65	0,56	0,60	0,66	0,68	0,78	0,73	0,84	0,80	0,74	0,72	0,73	0,78
CFR 40, 40, A	0,29	0,31	0,54	0,56	0,65	0,67	0,59	0,68	0,68	0,68	0,76	0,76	0,85	0,79	0,74	0,71	0,72	0,79
CFR 80,0	0,36	0,35	0,48	0,46	0,60	0,66	0,65	0,67	0,65	0,71	0,72	0,74	0,80	0,67	0,64	0,62	0,61	0,70
CFR 80, 40 F	0,38	0,37	0,52	0,52	0,64	0,67	0,71	0,72	0,67	0,72	0,76	0,76	0,77	0,78	0,74	0,62	0,62	0,70
CFR 80, 40 T	0,42	0,38	0,54	0,54	0,64	0,68	0,70	0,72	0,72	0,72	0,76	0,80	0,79	0,78	0,72	0,64	0,65	0,73
M 40, 0	0,17	0,34	0,23	0,34	0,35	0,22	0,14	0,11	0,09	0,08	0,10	0,09	0,07	0,05	0,05	0,08	0,05	0,11
M 40, 40	0,30	0,31	0,34	0,32	0,32	0,25	0,16	0,15	0,12	0,08	0,10	0,07	0,11	0,03	0,07	0,11	0,09	0,15
M 80,0	0,16	0,34	0,32	0,32	0,38	0,24	0,14	0,08	0,07	0,06	0,10	0,07	0,07	0,04	0,07	0,10	0,11	0,17
M 80, 40 F	0,26	0,36	0,38	0,44	0,29	0,23	0,16	0,08	0,07	0,06	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,06	0,04	0,04
M 80, 40 T	0,28	0,37	0,38	0,43	0,29	0,24	0,13	0,07	0,05	0,07	0,08	0,07	0,08	0,04	0,04	0,11	0,08	0,14

5.2. ANÁLISE PARAMÉTRICA DE SOLUÇÕES

5.2.1. OBJECTIVO

Neste ponto, será analisada a influência da variação de determinados parâmetros através dos resultados obtidos previamente decorrentes dos ensaios efectuados. Com este exercício pretende-se retirar algumas conclusões que permitam sustentar a escolha de uma solução única, ou de um conjunto de soluções, que mostrem potencial e capacidade de absorção tais que mereçam um estudo mais aprofundado ou a sua adopção para produção industrial e posteriores situações de uso real no mercado.

5.2.2. INFLUÊNCIA DA ESPESSURA DA CAIXA DE AR

5.2.2.1. Painéis tipo CFQ

A figura 5.2 mostra as áreas de absorção sonora equivalentes, A , obtidas para uma barreira (cinco elementos modular e um painel de topo) com painéis tipo CFQ, com caixa de ar de 40 e 80 mm, sem presença de material absorvente no interior, configurações CFQ 40, 0 e CFQ 80, 0.

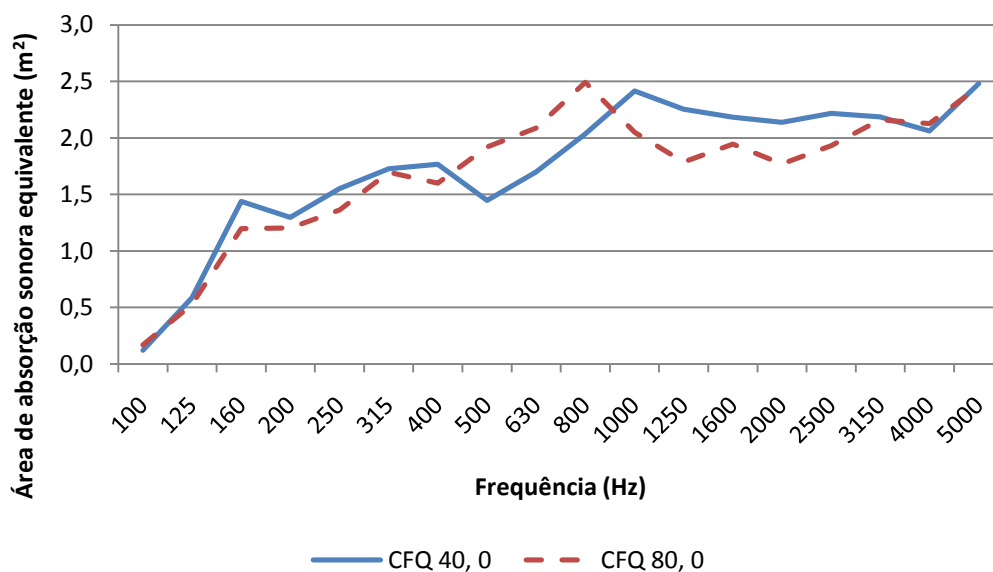


Figura 5.2. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração CFQ 40, 0 e CFQ 80, 0.

Observando a figura 5.2 percebe-se que ocorre uma translação da curva de valores da absorção sonora quando a caixa de ar se modifica. Esta translação ocorre em conformidade com a fórmula de previsão presente na bibliografia referente à temática de ressoadores agrupados, diminuindo a frequência onde a absorção é máxima com o aumento da espessura da caixa de ar. Observa-se igualmente, que a configuração referente à menor espessura de caixa de ar apresenta um patamar mais pronunciado, nas frequências mais elevadas em relação à frequência de pico de absorção. Isto revela que a absorção é maior nas altas frequências e menor nas médias frequências quando a espessura da caixa de ar é menor.

5.2.2.2. Painéis tipo CFR

Na figura 5.3 são apresentadas as áreas de absorção sonora equivalentes, A , obtidas para uma barreira individual com painéis tipo CFR, com caixa de ar de 40 e 80 mm, sem presença de material absorvente no interior, configurações CFR 40, 0 e CFR 80, 0 (figuras A.10 e A.14 em anexo).

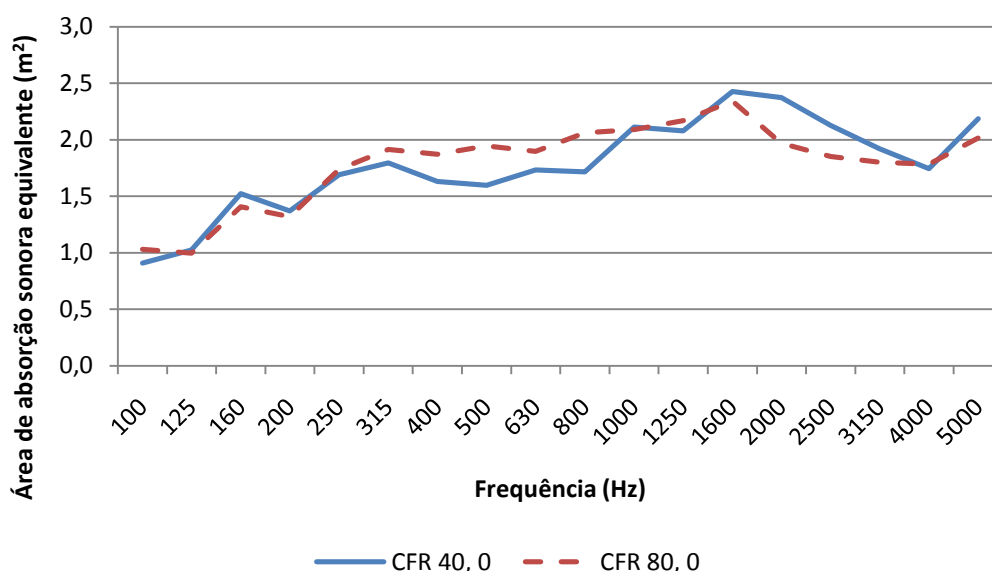


Figura 5.3. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração CFR 40, 0 e CFR 80, 0.

Pela observação da figura 5.3, não se verifica, em primeiro lugar, uma translação do pico de absorção sonora semelhante à verificada para as barreiras com painéis tipo CFQ. Verifica-se, pelo contrário, que a frequência onde a absorção é máxima se mantém com a variação da espessura da caixa de ar. No entanto verifica-se um comportamento idêntico ao das configurações anteriores com a presença de maior absorção da barreira de menor espessura de caixa de ar nas altas frequências e menor absorção nas médias frequências.

5.2.2.3. Painéis tipo M

Na figura 5.4 são apresentadas as áreas de absorção sonora equivalentes, A , obtidas para uma barreira individual com painéis tipo M, com caixa de ar de 40 e 80 mm, sem presença de material absorvente no interior, configurações M 40, 0 e M 80, 0 (figuras A.17 e A.19 em anexo).

Analisando a figura 5.4 percebe-se que o comportamento das duas configurações é muito similar ao longo de todo o espectro, não sendo visível grande diferença em termos de área de absorção sonora equivalente. Nota-se apenas um pequeno ganho de absorção nas baixas frequências quando a espessura da caixa de ar aumenta.

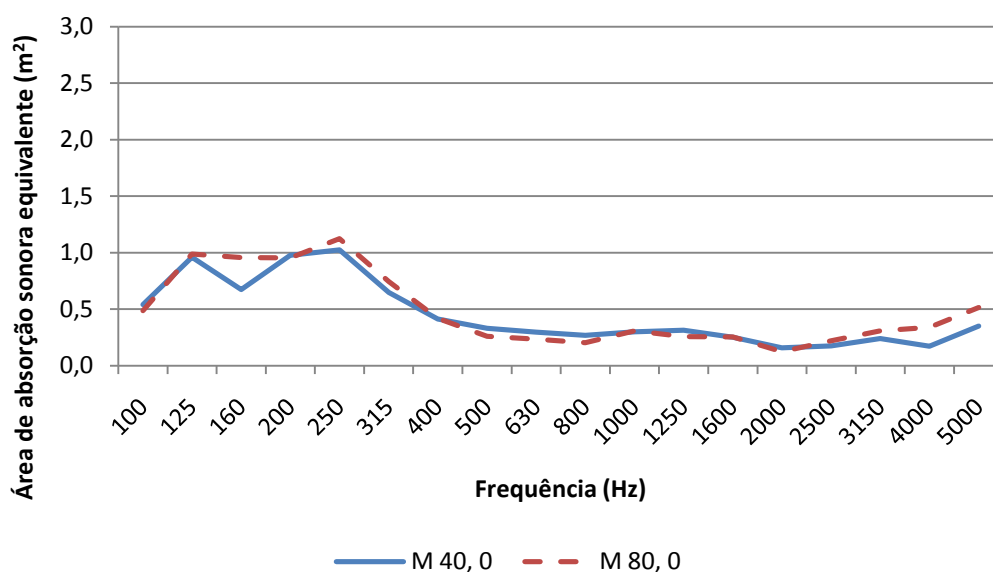


Figura 5.4. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração M 40, 0 e M 80, 0.

5.2.2.4. Comentários

Analisando os resultados obtidos e as figuras 5.2 a 5.4 conclui-se que, de facto, se percebe alguma diferença na absorção sonora das barreiras quando a espessura da caixa de ar varia. No entanto, essa diferença não é de todo tão demarcada quanto se esperaria, tendo-se verificado em apenas um caso a translação da frequência de absorção máxima com a variação da espessura da caixa de ar conforme o esperado e estabelecido pelas fórmulas de previsão de ressoadores, que indicam que a frequência de pico de absorção sonora aumenta com a diminuição da espessura da caixa de ar.

Na tentativa de perceber por que razão a diferença entre os resultados obtidos com diferentes espessuras de caixa de ar não é tão visível quanto esperado, observaram-se mais aprofundadamente os resultados das configurações E 40 e E 80, referentes aos ensaios de absorção das barreiras sem qualquer painel frontal (só a estrutura base). A configuração E 80 corresponde à disposição dos elementos com uma cavidade aberta de 80 mm e E 40 corresponde à disposição dos elementos com o mecanismo utilizado para diminuir a caixa de ar para 40 mm. Estes resultados não foram sujeitos à correcção K_A efectuada no início deste capítulo dado que se tratam de configurações de controlo sem qualquer intenção de aplicação real. Os resultados obtidos apresentam-se na figura 5.5.

Observando-se os resultados da figura 5.5 pode-se inferir quanto à razão pela qual a diferença de área de absorção sonora equivalente com diferentes espessuras de caixa de ar não é maior. De facto, enquanto na configuração E 80 a área de absorção é muito baixa ao longo de todo o espectro, como seria de esperar pois não existe qualquer mecanismo de absorção sonora presente, o mesmo não acontece na configuração E 40. Os resultados dessa configuração sugerem que o mecanismo utilizado para diminuir a espessura da caixa de ar não funcionou tanto como elemento rígido mas mais como membrana ressonante proporcionando absorção adicional ao sistema. Isto alterou os resultados obtidos distorcendo-os em relação ao comportamento esperado. Serve este exemplo como um alerta para a importância da necessidade de se utilizar uma superfície verdadeiramente rígida como parte de uma caixa de ar.

Ainda assim, e apesar de não ser possível retirar grandes informações a partir da variação da espessura da caixa de ar, notou-se que existem, de facto, ganhos de absorção em configurações de ressoadores agrupados (CFQ e CFR) nas altas frequências quando a espessura da caixa de ar diminui concluindo-se que as caixas de ar de 40 mm aparentam proporcionar melhores resultados do que aquelas de 80 mm.

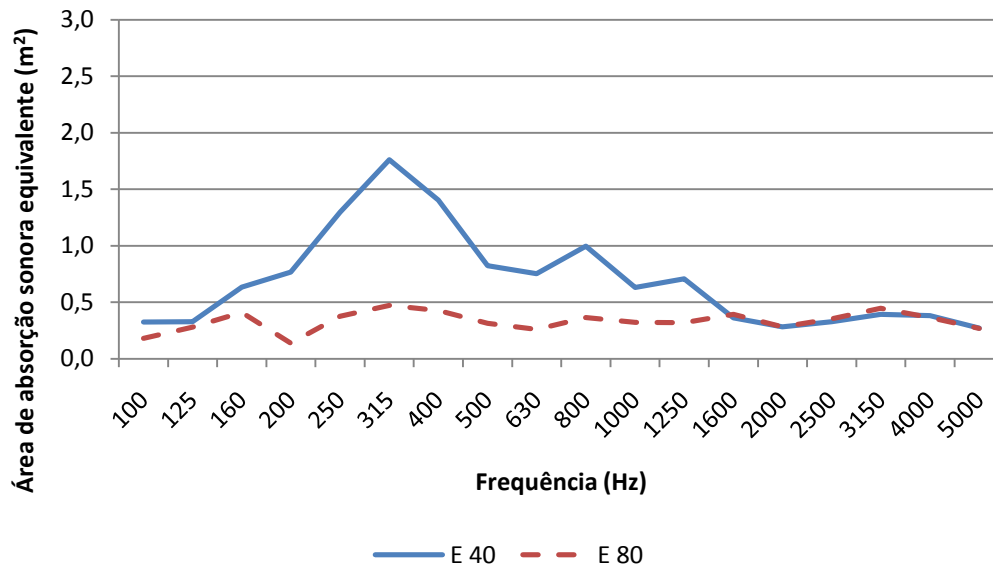


Figura 5.5. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração E 40 e E 80.

5.2.3. INFLUÊNCIA DA COLOCAÇÃO DE MATERIAL ABSORVENTE

5.2.3.1. Painéis tipo CFQ

A figura 5.6 mostra as áreas de absorção sonora equivalente, A , obtidas para uma barreira (cinco elementos modulares e um painel de topo) com painéis tipo CFQ, caixa de ar de 40 mm, com e sem presença de material absorvente no interior, configurações CFQ 40, 0 e CFQ 40, 40 (figuras A.4 e A.5 em anexo).

Na figura 5.6 observa-se, primeiramente, que a introdução de material absorvente na caixa de ar aumenta a área de absorção sonora equivalente em quase todo o espectro de frequências. Nota-se igualmente um alargamento da área de absorção máxima em torno da frequência de pico de absorção na configuração sem material absorvente, aquando da introdução do mesmo na caixa de ar.

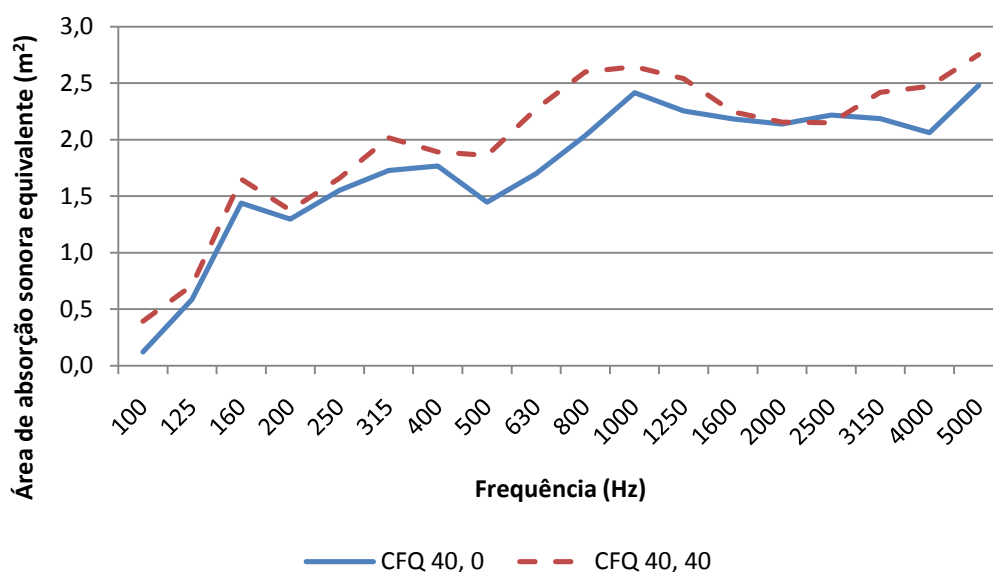


Figura 5.6. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração CFQ 40, 0 e CFQ 40, 40 (0 e 40 mm de material absorvente no interior).

5.2.3.2. Painéis tipo CFR

Na figura 5.7 podem-se observar as áreas de absorção sonora equivalente obtidas para uma barreira (cinco elementos modulares e um painel de topo) com painéis tipo CFR, caixa de ar de 40 mm, com e sem presença de material absorvente no interior, configurações CFR 40, 0 e CFR 40, 40 (figuras A.10 e A.12 em anexo).

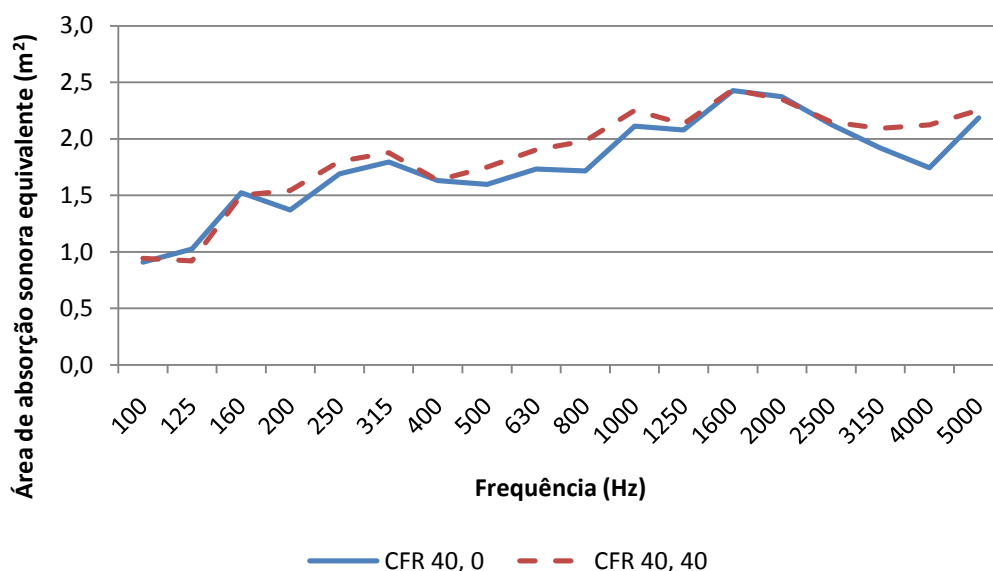


Figura 5.7. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração CFR 40, 0 e CFR 40, 40 (0 e 40 mm de material absorvente no interior).

Analisando a figura 5.7 observa-se, analogamente às configurações anteriores, que com a introdução de material absorvente na caixa de ar a área de absorção em torno da frequência de pico de absorção aumenta, disfarçando o pico de absorção tipicamente visível nas configurações sem material absorvente. Observa-se igualmente que a absorção máxima se mantém constante nas configurações com e sem material absorvente.

5.2.3.3. Painéis tipo M

A figura 5.8 mostra as áreas de absorção sonora equivalente, A , obtidas para uma barreira (cinco elementos modulares e um painel de topo) com painéis tipo M, caixa de ar de 40 mm, com e sem presença de material absorvente no interior, configurações M 40, 0 e M 40, 40 (figuras A.17 e A.18 em anexo).

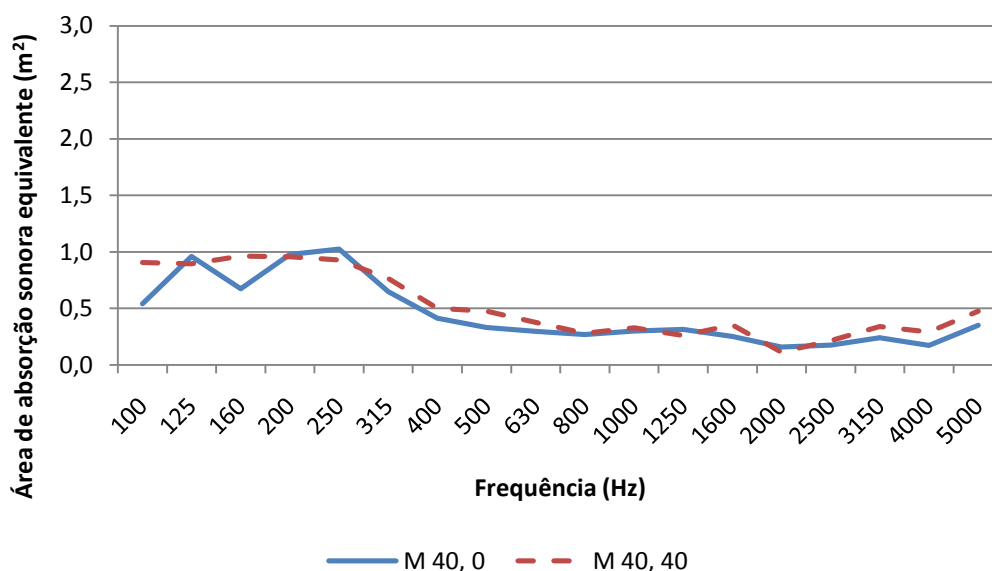


Figura 5.8. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração M 40, 0 e M 40, 40 e 0 e 40 mm de material absorvente no interior).

Analogamente às configurações anteriores, também neste caso, a introdução de material absorvente motivou o aumento da área de absorção sonora em torno da frequência onde a mesma é máxima. Ainda assim, a absorção máxima na configuração com material absorvente é ligeiramente inferior àquela na configuração sem material absorvente.

5.2.3.4. Comentários

A bibliografia sugere que a introdução de material absorvente na caixa de ar conduz a uma diminuição da absorção sonora na frequência de ressonância do sistema bem como a um aumento da mesma nas frequências em torno da ressonância, sendo esse ganho tanto menor quanto maior for a distância à frequência de ressonância. No entanto, enquanto o segundo efeito é visível nos resultados obtidos o mesmo não se pode afirmar em relação à suposta menor absorção sonora na frequência de ressonância do sistema com a colocação de material absorvente.

Este fenómeno pode ser, em parte, explicado se se compreender que a tela acústica tem frequentemente propriedades de absorção sonora semelhantes aos materiais porosos e fibrosos utilizados no preenchimento das caixas de ar, conforme o apresentado nos trabalhos de Patraquim [24]. Na eventualidade da tela acústica proporcionar só por si alguma absorção, então as combinações referentes às caixas de ar sem material absorvente não apresentam o comportamento esperado à partida. Embora não seja, então, possível demonstrar a totalidade dos fenómenos esperados tal não é o objectivo deste exercício. Facto é que com a introdução de material absorvente, para além da tela acústica sempre presente, melhora as características de absorção proporcionando um aumento da gama de frequências onde ocorre absorção. Deste modo esta deverá ser uma característica da solução final.

5.2.4. INFLUÊNCIA DA POSIÇÃO DO MATERIAL ABSORVENTE NA CAIXA DE AR

5.2.4.1. Painéis tipo CFQ

A figura 5.9 mostra as áreas de absorção sonora equivalente obtidas para uma barreira (cinco elementos modulares e um painel de topo) com painéis tipo CFQ, caixa de ar de 80 mm, com presença de 40 mm material absorvente no interior, colocada na frente (F) e no tardo (T) da caixa de ar (figuras A.6 e A.7 em anexo).

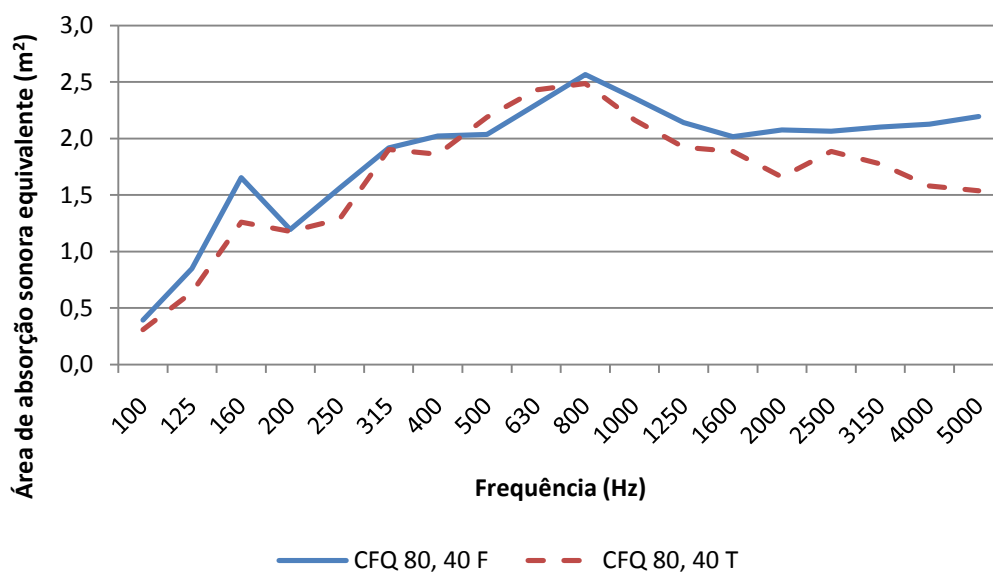


Figura 5.9. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração CFQ 80, 40 F e CFQ 80, 40 T.

Observa-se que o comportamento das curvas, para frequências inferiores àquela onde a absorção é máxima, tende a ser semelhante embora apresente algumas variações pontuais. No entanto, é para frequências superiores à de ressonância que a diferença se torna significativa. À medida que a frequência aumenta, também a diferença entre a área de absorção proporcionada pela colocação de material absorvente na frente e no tardo da caixa de ar aumenta. Enquanto, no primeiro caso, a absorção tende até a aumentar ligeiramente com o aumento da frequência, a colocação de material absorvente no tardo motiva a diminuição da área de absorção sonora com o aumento da frequência.

5.2.4.2. Painéis tipo CFR

Na figura 5.10 podem-se observar as áreas de absorção sonora equivalente, A , obtidas para uma barreira (cinco elementos modulares e um painel de topo) com painéis tipo CFR, caixa de ar de 80 mm, com presença de 40 mm de material absorvente no interior, colocada na frente (F) e no tardo (T) da caixa de ar (figuras A.15 e A.16 em anexo).

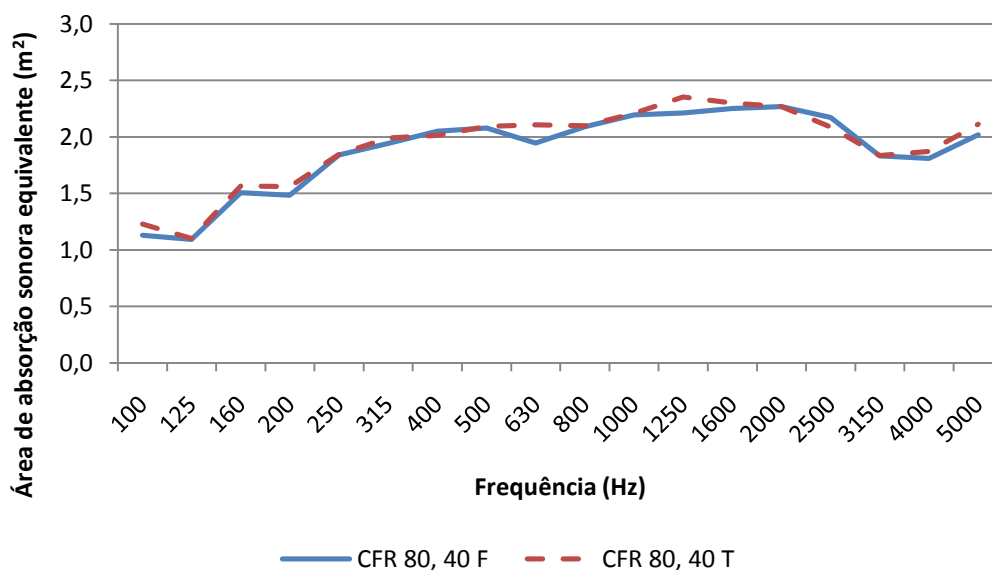


Figura 5.10. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração CFR 80, 40 F e CFR 80, 40 T.

Ao contrário do observado na figura 5.9, na figura 5.10 os resultados sugerem que não existe qualquer benefício ou desvantagem quanto à posição do material absorvente na caixa de ar. De facto, as possíveis diferenças nos resultados obtidos são tão pequenas que constituem, em termos práticos e perceptíveis, o mesmo resultado.

5.2.4.3. Painéis tipo M

Na figura 5.11 observam-se as áreas de absorção sonora equivalente, A , obtidas para uma barreira (cinco elementos modulares e um painel de topo) com painéis tipo M, caixa de ar de 80 mm, com presença de 40 mm de material absorvente no interior, colocada na frente (F) e no tardo (T) da caixa de ar (figuras A.20 e A.21 em anexo).

Também nas configurações de membranas a posição do material absorvente na caixa de ar não parece influenciar a absorção sonora pois os resultados obtidos não apresentam variações significativas a que se possa atribuir a variação da posição do material absorvente.

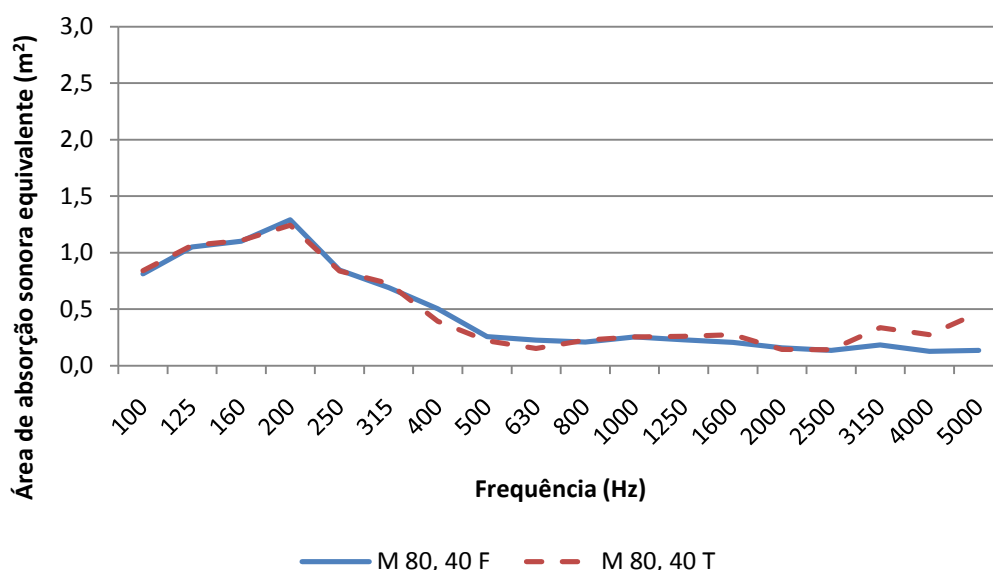


Figura 5.11. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração M 80, 40 F e M 80, 40 T.

5.2.4.4. Comentários

As observações indicadas nos pontos anteriores revelam posições e comportamentos contraditórios. Em primeiro lugar, e observando o comportamento das combinações de membrana, esperar-se-ia que a colocação do material na frente (F) da caixa de ar impediria, em certa medida, a vibração da membrana motivando uma menor absorção nessa configuração. No entanto, tal não se verificou. Por outro lado, nas combinações com ressoadores agrupados, os resultados obtidos indicam comportamentos diferentes, não facilmente explicáveis. Com o tipo de painel CFQ a posição do material absorvente influenciou a absorção da barreira. Contudo, com o tipo de painel CFR o mesmo não se verificou. Apesar disso, e dado que a única variável teórica entre os dois tipos de barreira foi o tipo de furação, não parece razoável atribuir-lhe a responsabilidade por tal disparidade de comportamento. Fica-se, no entanto, sem perceber qual a influência real da posição do material absorvente na caixa de ar na absorção sonora destas barreiras.

5.2.5. INFLUÊNCIA DO TIPO DE FURAÇÃO

Este ponto aplica-se, naturalmente, apenas às barreiras com configurações do tipo CFQ e CFR que seguem o mecanismo de absorção de ressoadores agrupados. O comportamento teórico da frequência de ressonância destes sistemas com a variação do tipo de furação foi já discutido previamente neste trabalho. No entanto, a comparação de resultados experimentais nos quais a única variável é o tipo de furação permite não só perceber o comportamento da absorção sonora com diferentes tipos de furação como também confirmar o comportamento teórico esperado quanto à frequência de ressonância dos sistemas.

Na figura 5.12 podem-se observar as áreas de absorção sonora equivalente, A , obtidas para uma barreira individual com painéis tipo CFQ e CFR e caixa de ar de 40 mm totalmente preenchida 40 mm com material absorvente no interior (figuras A.5 e A.12 em anexo).

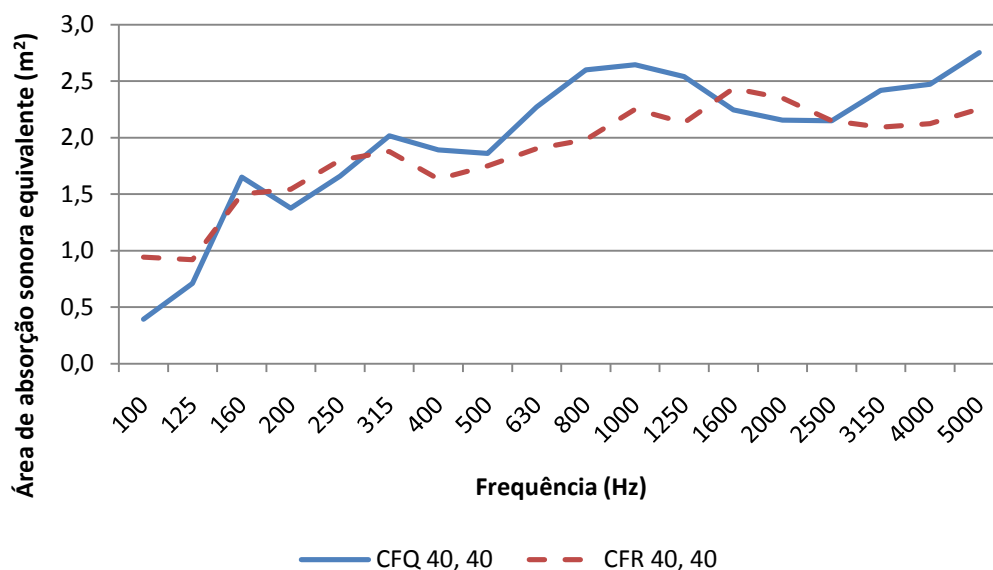


Figura 5.12. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração CFQ 40, 40 e CFR 40, 40.

A primeira conclusão que se pode retirar da análise da figura 5.12 é o aspecto geral das curvas. Enquanto na configuração com painéis do tipo de CFQ a curva de absorção apresenta o aspecto tradicional, baixa absorção nas baixas frequências com ganhos à medida que a frequência aumenta, sendo máxima na frequência de ressonância do sistema, pelo que se forma uma espécie de patamar de absorção com o aumento da frequência daí em diante, o mesmo não acontece com a configuração com painéis do tipo CFR. Esta apresenta, à partida um melhor comportamento nas baixas frequências e um aparente ganho de absorção com o aumento de frequência mais baixo. Isto indicará talvez, que nas configurações com painéis do tipo CFR se tenham estabelecido outros mecanismos ou elementos de absorção, para além dos painéis frontais. Este fenómeno repetiu-se com outras configurações de painéis do tipo CFR pelo que é provável que se deva a alguma característica do painel, como por exemplo, o mesmo estar menos rigidamente ligado à estrutura e funcionar simultaneamente como membrana ressonante.

Analisando mais aprofundadamente as frequências de ressonância das configurações, observa-se que a mesma ocorre por volta da banda dos 1 kHz, no caso da configuração com painel CFQ e 1,6 kHz, no caso da configuração com painel CFR, conforme o apresentado na figura 5.13. Comparando estes valores com os previstos no capítulo 3, percebe-se que existe uma diferença entre os mesmos de 200 Hz no caso da primeira configuração e 800 Hz no caso da segunda. Parte desta diferença pode ser explicada pelo mecanismo de diminuição da espessura da caixa de ar ser pouco rígido, como referido anteriormente. No entanto, a diferença relativa entre as configurações relativamente ao previsto indica que a absorção na configuração de painéis tipo CFR não é somente devido ao seu comportamento de ressoador agrupado.

Apesar de tudo, os resultados apresentados são relativamente próximos daqueles referentes aos painéis tipo CFQ e constituem, a par dos painéis CFQ, uma solução viável e eficaz, ainda que a necessitar de um estudo mais aprofundado.

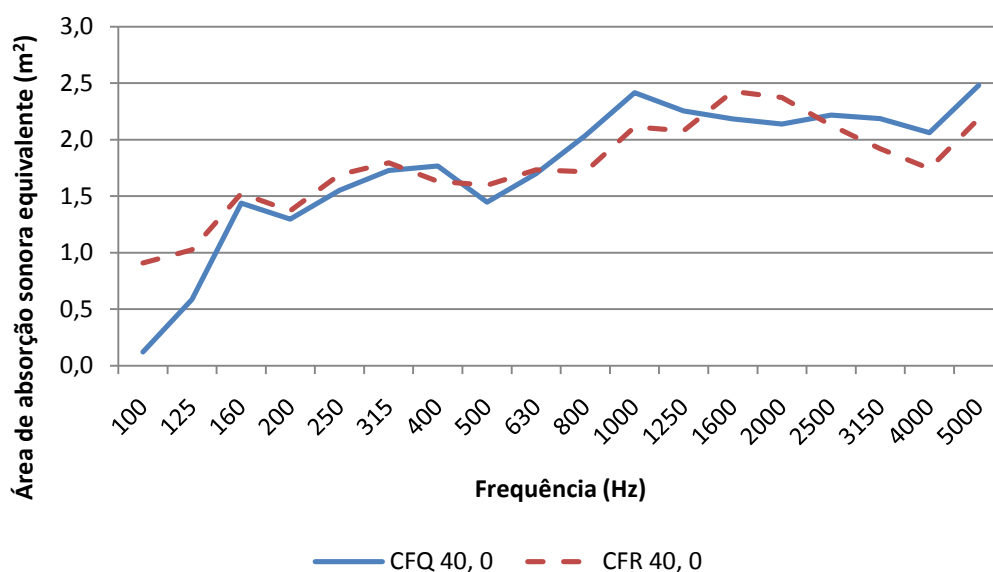


Figura 5.13. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração CFQ 40, 0 e CFR 40, 0.

5.2.6. INFLUÊNCIA DA PRESENÇA DE PAINEL DE ACRÍLICO NO TOPO DA BARREIRA

Apresentam-se, na figura 5.14, as áreas de absorção sonora equivalente, A , obtidas para uma barreira individual com painéis tipo CFR, caixa de ar de 40 mm totalmente preenchida com material absorvente no interior, com e sem placa de acrílico (A) no topo da mesma (figura A.13 em anexo).

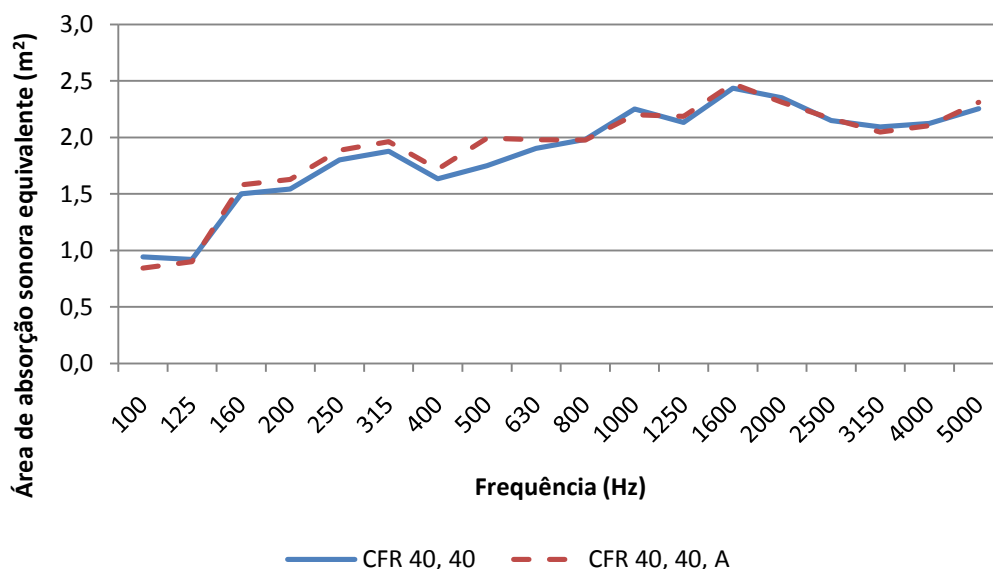


Figura 5.14. Áreas de absorção sonora equivalente, A , em m^2 , para barreiras de configuração CFR 40, 40 e CFR 40, 40, A (A \equiv placa vertical de acrílico no topo).

Pela análise da figura 5.14 conclui-se, como esperado, que a colocação de uma placa vertical de acrílico no topo da barreira não influencia, de todo, a absorção sonora do sistema. De facto, a maior diferença de valores medidos é, em termos práticos, irrelevante e imperceptível. Então, a utilização de placas transparentes de acrílico poderá ter uma aplicação viável uma vez que, não tendo efeito na absorção do local, interfere directamente nos caminhos de propagação de ruído constituindo uma extensão adicional à altura da barreira e contribuindo para a quantidade de ruído que atinge o receptor.

5.3. SOLUÇÃO FINAL

A análise de resultados permitiu traçar algumas conclusões quanto ao desempenho destes sistemas. No entanto, sem uma medida de comparação mais expedita ficar-se-ia sujeito a uma tomada de decisão e filtragem de soluções um pouco subjectiva e morosa. Por esta razão, decidiu-se utilizar, como complemento às conclusões retiradas no ponto anterior, os valores do *Noise Reduction Coefficient* e do coeficiente de absorção sonora ponderado (e respectiva classe), de cada uma das configurações. Sabendo já que o *NRC* e α_w constituem uma ferramenta de análise da capacidade de absorção destes sistemas, a sua utilização permite direccionar a escolha da melhor solução para as configurações que apresentem bons resultados ao longo de uma longa porção do espectro sonoro (250 Hz a 2 kHz, no caso de *NRC* e 250 Hz a 4 kHz no caso de α_w).

Apresentam-se, então, no quadro 5.6, os valores de *NRC* e α_w (e respectiva classe de absorção) obtidos a partir dos coeficientes de absorção sonora apresentados no quadro 5.5.

Quadro 5.6. Valores de *NRC* e α_w (e respectiva classe) obtidos para cada configuração.

Configuração	<i>NRC</i>	α_w	Classe	Configuração	<i>NRC</i>	α_w	Classe
CFQ 40, 0	0,65	0,65	C	CFR 80, 0	0,65	0,70	C
CFQ 40, 40	0,75	0,75	C	CFR 80, 40 F	0,70	0,75	C
CFQ 80, 0	0,65	0,65	C	CFR 80, 40 T	0,70	0,75	C
CFQ 80, 40 F	0,70	0,75	C	M 40, 0	0,15	0,10 (L)	-
CFQ 80, 40 T	0,65	0,65	C	M 40, 40	0,15	0,10 (L)	-
CFR 40, 0	0,65	0,65	C	M 80, 0	0,15	0,10 (L)	-
CFR 40, 40	0,70	0,70	C	M 80, 40 F	0,15	0,10 (L)	-
CFR 40, 40, A	0,70	0,70	C	M 80, 40 T	0,15	0,10 (L)	-

De acordo com as conclusões anteriores, as configurações com caixa de ar de 40 mm tendem a obter melhores resultados, sendo isso parcialmente confirmado pelos valores de *NRC* e α_w calculados. Também de acordo com os valores de *NRC* e α_w , a presença de material absorvente na caixa de ar conduz a melhores resultados de absorção sonora. Apesar de tudo, os valores de α_w para as configurações com painéis perfurados enquadram-se todos na mesma classe de absorção (C).

Nesta óptica, escolheram-se as configurações que obtiveram maiores valores de *NRC* e α_w e, simultaneamente, cumprem pelo menos uma das disposições anteriores. São elas: CFQ 40, 40; CFQ 80, 40 F; CFR 40, 40 e CFR 80, 40 F. Deste modo, na figura 5.15 são apresentados os coeficientes de absorção sonora de barreiras individuais nas configurações indicadas.

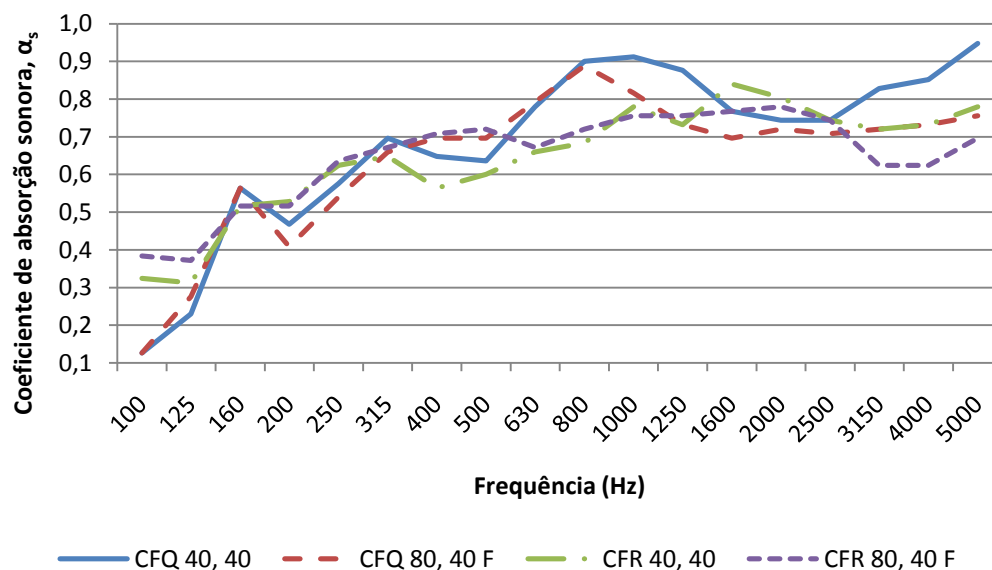


Figura 5.15. Coeficiente de absorção sonora da escolha final de barreiras de configuração CFQ 40, 40; CFQ 80, 40 F; CFR 40, 40 e CFR 80, 40 F.

Analisando a figura 5.15 observa-se, à partida, que a configuração que proporciona a absorção máxima absoluta é a CFQ 40, 40. Nas baixas frequências as principais diferenças observadas referem-se ao facto das configurações com painéis tipo CFQ obterem menores resultados do que aquelas com painéis tipo CFR. A diferença diminui à medida que a frequência aumenta nas baixas frequências, sendo que as quatro configurações têm comportamentos semelhantes entre os 160 Hz e os 500 Hz. A partir dessa frequência as configurações com painéis tipo CFQ apresentam melhores características de absorção com o aumento da frequência. Note-se que os referidos ganhos de absorção se tornam superiores na configuração CFQ 40, 40. À medida que a frequência continua a aumentar, a partir dos 1,25 kHz há um breve ganho de absorção por parte das configurações com painéis CFR, particularmente a CFR 40, 40. No entanto, a partir dos 2,5 kHz, perde novamente para a configuração CFQ 40, 40.

Com base na figura 5.15 pode-se afirmar que as configurações CFQ 40, 40 e CFR 40, 40 apresentam os melhores comportamentos para absorção sonora numa larga gama de frequências, entre as quais aquelas destinadas à palavra. Estas configurações apresentam, em geral, melhor comportamento do que as respectivas com maior espessura de caixa de ar. Destaca-se a configuração CFQ 40, 40 com alguma vantagem nas médias e muito altas frequências em relação à CFR 40, 40 confirmado pela vantagem da primeira nos valores de *NRC* atribuídos.

Quanto às configurações de membrana, a realidade é que acabaram por se revelar sem qualquer aplicação prática obtendo muito pequena ou nenhuma vantagem em termos de absorção nas baixas frequências em relação às combinações referentes aos ressoadores agrupados.

As áreas de absorção sonora equivalente apresentadas ao longo deste capítulo referem-se a uma barreira individual constituída por cinco elementos modulares. Enquanto é possível fazer uso dos resultados nesta situação para dimensionar a quantidade de área de absorção necessária a utilização dos mesmos implicaria que todas as barreiras teriam a mesma altura. Isso derrota o propósito inicial de

versatilidade que se propôs com a criação dos elementos modulares. Como tal, sugere-se que o resultado apresentado seja referente às áreas de absorção equivalente de cada elemento modular. Se se pretender utilizar apenas um tipo de painel isto não trará, de facto muita vantagem. No entanto, a utilização de várias configurações permitiria dimensionar a área de absorção sonora equivalente necessária ou desejada para cada banda de frequência. Por exemplo, a utilização simultânea das duas melhores configurações melhoraria a absorção sonora ao longo de todo o espectro de frequências e proporcionaria resultados finais melhores, em geral, do que a utilização individual de qualquer uma das duas configurações.

Para se obter uma estimativa da área de absorção sonora equivalente de cada elemento modular (de cada painel), associando-lhe invariavelmente um pequeno erro correspondente a uma porção da absorção sonora proporcionada pela face de topo, é apenas necessário dividir as áreas obtidas pelo número de elementos que constituem a barreira (neste caso, cinco). Então, apresentam-se, na figura 5.16 e quadro 5.7 as áreas de absorção sonora equivalentes, A_{IM} correspondentes a um elemento individual, das duas melhores configurações, e que poderão ser utilizados em termos práticos para o dimensionamento de barreiras acústicas e autoportantes em ambiente *open space*.

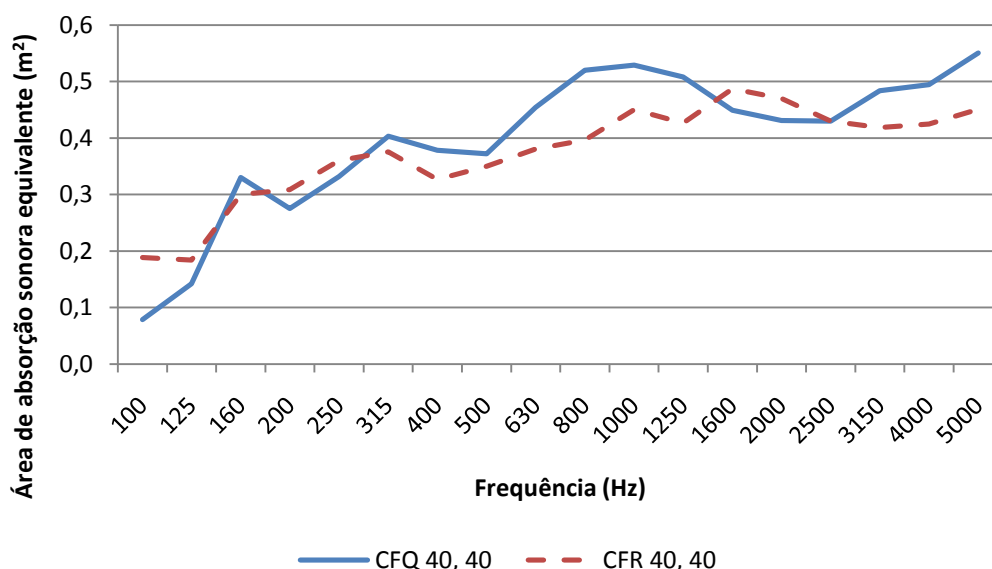


Figura 5.16. Áreas de absorção sonora equivalente, A_{IM} , em m^2 e por banda de frequência, de um único elemento modular de configuração CFQ 40, 40 e CFR 40, 40.

Quadro 5.7. Áreas de absorção sonora equivalente, A_{IM} , em m^2 , de um único elemento modular de configuração CFQ 40, 40 e CFR 40, 40.

Configuração	Banda de Frequência (Hz)									
	100	125	160	200	250	315	400	500	630	
CFQ 40, 40	0,1	0,1	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,5	
CFR 40, 40	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,3	0,3	0,4	

Configuração	Banda de Frequência (Hz)								
	800	1k	1,25k	1,6k	2k	2,5k	3,15k	4k	5k
CFQ 40, 40	0,5	0,5	0,5	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6
CFR 40, 40	0,4	0,5	0,4	0,5	0,5	0,4	0,4	0,4	0,5

6

CONCLUSÃO

6.1. CONCLUSÕES

O presente estudo teve como objectivos o desenvolvimento e caracterização de elementos autoportantes para absorção sonora como resposta ao interesse da *Castelhano & Ferreira, S.A.* em desenvolver um produto, para espaços de trabalho de tipologia *open space*, com capacidade de aplicação futura no mercado.

Começou-se por destacar a importância de óptimas condições acústicas em espaços de trabalho, particularmente naqueles que se desenvolvem em espaços de tipologia *open space*. Comenta-se igualmente, neste ponto, a influência do ruído em espaços de trabalho e a necessidade de dotar o espaço de dispositivos capazes de melhorar as características acústicas daquele espaço. Apresentam-se também como consequências, nos trabalhadores, do tratamento acústico em espaços de trabalho, a diminuição do stress, dos erros de trabalho e das distrações e o simultâneo aumento da capacidade de concentração e produtividade.

Apresentaram-se, em seguida, algumas noções teóricas necessárias ao desenvolvimento deste trabalho. Na temática da correcção acústica, foram apresentados os vários mecanismos de absorção sonora bem como as suas gamas de frequências onde são mais eficazes (materiais porosos nas altas frequências, ressoadores de cavidade nas médias/altas frequências e membranas nas baixas frequências). Alguns parâmetros caracterizadores da absorção sonora foram descritos, tais como o *Noise Reduction Coefficient*, NRC e o coeficiente de absorção sonora ponderado, α_w , e as respectivas classes de absorção sonora. Introduziu-se simultaneamente o conceito de tempo de reverberação, necessário para a determinação das características de absorção de elementos (coeficiente de absorção sonora e área de absorção sonora equivalente). Estudou-se ainda a temática dos *open spaces* e a privacidade da palavra apresentando-se alguns parâmetros de definição da privacidade e inteligibilidade da palavra tais como o *Signal-to-Noise Ratio*, SNR, o *Speech Intelligibility Index*, SII e o *Articulation Index*, AI. Descreveram-se algumas exigências e critérios de dimensionamento necessários para o correcto dimensionamento de um espaço de tipologia *open space*. Percebendo-se que os principais ruídos existentes num espaço de trabalho *open space* decorrem frequentemente de pessoas, computadores e sistemas AVAC, direccionou-se o presente estudo na tentativa de criar sistemas com características de absorção sonora ao longo de todo o espectro de frequências. Optou-se pelos ressoadores para a absorção nas médias e altas frequências (frequências essenciais da palavra: 2 kHz a 4 kHz) e por membranas para os ruídos de baixa frequência.

A partir do catálogo de produtos para correcção acústica em tectos e paredes, no âmbito dos ressoadores agrupados, fez-se um estudo estatístico relacionando os valores do coeficiente de absorção sonora, medido para aqueles elementos, com a percentagem de furação dos vários tipos de painéis.

Concluiu-se que para médias a altas frequências (1 kHz a 4 kHz) os valores do coeficiente de absorção sonora tendem a estabilizar com o aumento da percentagem de furação acima de cerca dos 25%. Por esta razão optou-se por desenvolver posteriormente painéis perfurados com taxas de furação de aproximadamente 25%. Apresentou-se seguidamente o *design* dos elementos desenvolvidos. Os elementos autoportantes desenvolvidos possuem características modulares e dupla face para absorção sonora, permitindo a sua associação em barreiras individuais, e possibilitam a utilização de vários tipos de painéis frontais na mesma estrutura. Cada elemento modular tem 900 mm de comprimento e 320 mm de altura sendo que a largura é, nos elementos testados, 196 mm, dependendo este valor, no entanto, da espessura da caixa de ar desejada. Os elementos desenvolvidos foram executados com duas caixas de ar de 80 mm e com dispositivos adicionais de redução da caixa de ar para 40 mm (que não estarão presentes nos possíveis modelos finais para comercialização). Foram ainda desenvolvidos três tipos de painéis frontais. O primeiro, denominado CFQ, possui perfurações quadradas de cantos arredondados de 18 mm de aresta. O segundo, denominado CFR, possui perfurações semelhantes a rasgos horizontais de 64 mm de comprimento e 8 mm de largura. O último painel não possui perfurações, e tendo uma espessura de 3 mm funciona como membrana (para absorção sonora nas baixas frequências). Os elementos associados em forma de barreira podem ainda ser complementados com um painel de acrílico vertical no topo da barreira destinado ao aumento da altura efectiva da barreira e à reflexão dos sinais nesta zona de volta para o emissor.

Com os vários tipos de painel frontal, duas espessuras distintas da caixa de ar, presença e posição de 40 mm de lã de rocha e a presença do referido painel vertical de acrílico ensaiaram-se, na câmara reverberante R1 do Laboratório de Acústica da FEUP, as possíveis combinações de elementos bem como duas configurações sem presença de painéis frontais e material absorvente (apenas estruturas base). Cinco elementos modulares, naquelas configurações, foram ensaiados associados entre si, constituindo uma barreira individual de 1,60 m de altura (sem painel de acrílico). Durante os ensaios para determinação da área de absorção sonora equivalente dos elementos foram utilizados quatro microfones e um altifalante em quatro posições distintas, constituindo 12 posições diferentes de pares emissor/receptor e, consequentemente, 12 curvas de decaimento distintas. Os ensaios foram realizados segundo a norma NP EN ISO 354:2007. Determinou-se, então, a área de absorção sonora equivalente, em m^2 , por banda de frequência de terço de oitava, de uma barreira individual constituída por cinco elementos modulares, para cada uma das 18 configurações.

Os resultados obtidos foram posteriormente corrigidos para fazer face ao facto das faces laterais do elemento não estarem visíveis numa possível aplicação real, pressupondo-se que, nesta situação, várias barreiras são dispostas lado a lado ligadas pelas suas faces laterais. Determinam-se os factores correctivos para a área de absorção sonora equivalente bem como para os valores do coeficiente de absorção sonora. Efectuam-se algumas comparações entre os resultados obtidos nas várias configurações nomeadamente no que se refere à influência da espessura da caixa de ar, à influência da presença de material absorvente, à influência da posição de material absorvente, à influência do tipo de furação e à influência da presença de um painel de acrílico no topo da barreira. Quanto à influência da espessura da caixa de ar, os resultados obtidos sugerem que o dispositivo para redução da espessura da caixa de ar não foram totalmente eficazes. No entanto, verificaram-se, resultados um pouco melhores com a diminuição da espessura da caixa de ar. Quanto à presença de material absorvente verificou-se que a mesma contribuiu para o aumento da absorção sonora dos elementos. Quanto à posição do mesmo material na caixa de ar os resultados foram contraditórios nas várias configurações pelo que não foi possível determinar a influência da posição do material absorvente. No que se refere ao tipo de furação os resultados foram um pouco diferentes do esperado ainda que bastante próximos entre si, constituindo soluções viáveis. Por último no que se refere à presença da placa de acrílico verificou-se, como esperado, que a mesma não tem qualquer influência na absorção sonora da barreira.

As configurações referentes à utilização de painéis não perfurados, funcionando como membranas, apresentaram-se sem aplicação prática pois apresentam pouca ou nenhuma vantagem, em termos de absorção sonora nas baixas frequências, em relação às configurações com painéis perfurados. Após a determinação dos valores de NRC e α_w para cada uma das restantes configurações seleccionaram-se aquelas com melhores resultados nos parâmetros referidos bem como de acordo com as conclusões retiradas da comparação de resultados. As referidas configurações são aquelas com caixa de ar de 40 e 80 mm, ambas com presença de material absorvente (colocado junto às furações no caso da caixa de ar de 80 mm) com ambos os tipos de furação. Analisando-se graficamente as quatro configurações seleccionadas verifica-se que aquelas com menor espessura de caixa de ar (CFQ 40, 40 e CFR 40, 40) apresentam os melhores resultados apresentando não só potencial para um estudo mais aprofundado, com revisão do *design* dos elementos, e para uma futura aplicação prática como também para aplicação conjunta melhorando as características finais de absorção sonora do espaço.

6.2. LIMITAÇÕES E POTENCIALIDADES

O exercício anterior de caracterização dos elementos desenvolvidos, realizado nos capítulos 4 e 5, e respectivos resultados e conclusões daí retirados têm, naturalmente, uma incerteza associada a eles. Uma das maiores limitações enfrentadas no decorrer deste trabalho foi, sem dúvida, a pequena área de amostra obtida. Isto, de facto, atribuiu a todos os resultados uma certa variabilidade que, associada ao facto de frequentemente as câmaras reverberantes produzirem maiores incertezas nas baixas frequências, poderá ter estado ligado às baixas áreas de absorção obtidas para as configurações do tipo membrana. Por outro lado, o mecanismo de absorção destes sistemas assenta numa fixação semi-rígida dos painéis pelo que o próprio conceito do encaixe utilizado poderá ter influenciado o resultado. Ainda assim, os resultados obtidos em qualquer configuração poderiam ser mais fiáveis na eventualidade de uma maior área ter sido ensaiada. Como tal, é recomendável, no mínimo, realizar novos ensaios, em total conformidade com a norma EN ISO 354:2007 para confirmar os resultados obtidos.

Lembra-se, ainda, que este exercício não se encontra finalizado. Seria necessário ainda refazer e finalizar o *design* dos elementos com base nos resultados obtidos, nomeadamente no que se refere à espessura dos elementos e das caixas de ar. Neste momento foi possível seleccionar certos tipos de painéis e configurações que, de facto apresentam potencial. Novos ensaios e um *design* final seriam necessários para, efectivamente, se obter um produto final com características adequadas de produção e utilização em série.

Mais do que os resultados obtidos, que por seu lado são, em termos absolutos, bastante interessantes, a abordagem utilizada, no que se refere ao conceito de elementos modulares, revela potencial e boas características de absorção com alguns tipos de painéis. O mecanismo de absorção dos ressoadores agrupados constitui portanto uma solução viável para o desenvolvimento de elementos autoportantes, abrindo o caminho para futuros desenvolvimentos neste campo.

6.3. O CONFLITO DO TRABALHO CIENTÍFICO E INDUSTRIAL

O presente trabalho é fruto de uma cooperação com a empresa *Castelhano & Ferreira, S.A.* que desenvolve a sua actividade na indústria de tectos falsos e divisórias. Naturalmente que, embora partilhando dos mesmos objectivos e interesses, nem sempre foi possível conciliar adequadamente a dita cooperação. Por um lado, tem-se o autor que pretende desenvolver um trabalho num espaço de tempo muito curto e rigidamente fixado e durante esse tempo dedica-se a tempo inteiro ao referido trabalho. Por outro lado, tem-se a empresa que, apesar de claramente interessada em cooperar, tem

dificuldades em conciliar o tempo e trabalho produzido nesse âmbito com aquele decorrente da sua actividade económica. Esta interface entre dois ambientes com disponibilidades completamente diferentes é alvo de atritos de várias naturezas. Verificaram-se algumas dificuldades, principalmente a nível de fabricação e colocação de material para ensaio, não só em termos de prazos mas também na quantidade e tipologia de material produzido, tendo ocorridos alguns atrasos temporais e algumas diferenças do material produzido em relação ao projectado. Estes acontecimentos acabaram por inviabilizar, em parte, a eficácia esperada dos elementos bem como uma análise experimental mais detalhada.

Resta dizer que não se pretende, de maneira nenhuma, menosprezar ou minimizar o apoio gentilmente prestado pela *Castelhano & Ferreira, S.A.*, mas sim fazer notar, para futuras relações, que estas estarão sempre sujeitas a algumas dificuldades devido aos diferentes ambientes em que as duas partes se encontram.

6.4. DESENVOLVIMENTOS FUTUROS

Embora os objectivos finais do presente trabalho tenham sido cumpridos com o desenvolvimento e caracterização, através da realização de ensaios de absorção, de elementos autoportantes para absorção sonora, o referido trabalho poderia ser a base de futuros desenvolvimentos de modo a completá-lo.

Por um lado, o presente trabalho teve uma abordagem mais técnica no desenvolver dos elementos autoportantes, favorecendo-se o desempenho acústico como ferramenta de tomada de decisão. Embora o custo económico dos elementos tenha sido tomado em consideração, razão pela qual se optou pela abordagem de elementos modulares, não foi realizado um verdadeiro estudo de viabilidade técnico-económica. Isto implicaria o estudo do tempo e custo de maquinaria dos elementos e do custo do material a utilizar, que neste caso não foi objecto de estudo, juntamente com o estudo do comportamento acústico como elementos para a tomada de decisão no desenvolvimento de elementos mais baratos e eficazes.

Seria interessante, no âmbito do complemento da caracterização dos elementos desenvolvidos, a criação de uma ferramenta analítica de avaliação do nível de pressão sonora do sinal ao atravessar uma barreira. Isto poderia ser realizado com base nos trabalhos desenvolvidos por Wang [32], Keränen [38] e Lau [39]. Com isto seria possível perceber o desempenho efectivo das barreiras, isto é, a diminuição do nível de pressão sonora no receptor, não só pela adição de área de absorção sonora equivalente como também pela interposição de barreiras físicas naquele espaço. O exercício inverso poderia ser igualmente realizado como método de dimensionamento, partindo-se do nível de pressão sonora desejado num dado local para a determinação não só da área de absorção sonora equivalente necessária como também da posição das barreiras mais eficaz. A validade do modelo a desenvolver poderia ser confirmada através de medições *in situ*.

Por último, a criação de um catálogo de soluções tipo para *open space* permitiria facilmente tratar acusticamente esse espaço. Este poderia funcionar com base no tipo de utilização e nas características do espaço, tais como a área de pavimento, o pé-direito, área de absorção sonora já existente no local (tectos absorventes, etc.) e nível sonoro desejado, associando-lhes uma solução tipo para aquele local.

O desenvolvimento de novas soluções e abordagens sobre a absorção sonora e a privacidade da palavra no âmbito de elementos autoportantes para absorção em espaços de tipologia *open space*, funcionando como barreiras encontra-se ainda com possibilidades de desenvolvimento apresentando-se com fortes potencialidades de futuras oportunidades de mercado lucrativas e benéficas tanto para fabricantes como utilizadores.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] American Society of Interior Designers, *Sound Solutions: Increasing Office Productivity Through Integrated Acoustic Planning and Noise Reduction Strategies*, January 2006.
- [2] Jensen, K., e E. Arens. *Acoustic Quality in Office Workstations, as Assessed by Occupant Surveys*. Indoor Air 2005, Sept. 4-9, Beijing, China.
- [3] American Society of Interior Designers, *Sound Solutions: Increasing Office Productivity Through Integrated Acoustic Planning and Noise Reduction Strategies*, January 1996.
- [4] Sykes, D.M., *Productivity: How Acoustics Affect Workers' Performance in Offices & Open Areas*, 2004, <http://www.speechprivacysystems.com/files/Productivity.pdf>, acedido em 17/03/09.
- [5] Morse, P.M., Bolt, R.H. e Brown, R. L., *Acoustic Impedance and Sound Absorption*, Journal of the Acoustical Society of America, 1940, 12-2, 217-227.
- [6] Bolt, R.H., *On the Design of Perforated Facings for Acoustic Materials*, Journal of the Acoustical Society of America, 1947, 19, 917-921.
- [7] London, A., *The Determination of Reverberant Sound Absorption Coefficients from Acoustic Impedance Measurements*, Journal of the Acoustical Society of America, 1950, 22, 2, 263-269.
- [8] Kinsler, L.E. *et al.*, *Fundamentals of Acoustics – Third Edition*, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1982.
- [9] Sacerdote G.G. e Gigli, A., *Absorption of Sound by Resonant Panels*, J. Acoust. Soc. Am., 1951, Volume 23, Issue 3, pp. 349-352.
- [10] Ingard, K.U. e Bolt, R.H., *Absorption Characteristics of Acoustic Materials with Perforated Facings*, Journal of the Acoustical Society of America, 1951, 23, 533-540.
- [11] Callaway, D.B. e Ramer, L.G., *The Use of Perforated Facings in Designing Low Frequency Resonant Absorbers*, Journal of the Acoustical Society of America, 1952, 24-3, 309-312.
- [12] Harris, C.M. e Molloy C.T., *The Theory of Sound Absorptive Materials*, J. Acoust. Soc. Am., 1952, Volume 24, Issue 1, pp. 1-7.
- [13] Ingard, K.U., *On the Theory and Design of Acoustic Resonators*, Journal of the Acoustical Society of America, 1953, 25, 1037-1062.
- [14] Beranek, L.L., *Acoustics*, McGraw-Hill, New York, 1954.
- [15] Mikeska, E.E. e Lane, R.N., *Measured Absorption Characteristics of Resonant Absorbers employing Perforated Panel Facings*, J. Acoust. Soc. Am. , 1956, Volume 28, Issue 5, pp. 987-992
- [16] Beranek, L.L. & Vér, I.L., *Noise and Vibration Control Engineering – Principles and Applications*, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1992.
- [17] Kuttruff, H., *Room Acoustics – Fourth Edition*, Spon Press, London, 2000.
- [18] Silva, P.M., *Acústica de Edifícios*, LNEC, Lisboa, 1978.
- [19] Silva, P.M., *Condicionamento Acústico de Edifícios – Materiais e Sistemas Absorventes Sonoros*, LNEC, Lisboa, 1984.
- [20] Meisser, M., *La Correction Acoustique des Locaux*, CATED, Paris, 1986.

- [21] Loerincik, Y., *Étude sur les Vases Acoustiques*, Diplôme in Département de Physique EPFL, Lausanne, 2000.
- [22] Cox, T.J. e D'Antonio, P., *Acoustic Absorbers and Diffusers – Theory, Design and Application*, Spon Press, London, 2004.
- [23] Domingues, O., *A Acústica nos Edifícios – Materiais e Sistemas Absorventes Sonoros*, LNEC, Lisboa, 2005.
- [24] Patraquim, R., *Painéis Acústicos Perfurados em Madeira: Estudo e Avaliação Experimental de Soluções*, Dissertação para obtenção do grau de Mestre em Eng.^a Mecânica, Junho 2008, Instituto Superior Técnico.
- [25] Castelhana & Ferreira, S.A., *Catálogo de Produtos – Painéis de Correção Acústica em Madeira*, 2009.
- [26] Smith, T.R., *A Rudimentary Treatise on the Acoustics of Public Buildings*, Bradbury and Evans, Printers, London, 1861.
- [27] Pirn, R., *Acoustical Variables in Open Planning*, Journal of the Acoustical Society of America, 1971, 49(5), 1339-1345.
- [28] Warnock, A. C. C. *Acoustical Privacy in the Landscaped Office*, Journal of the Acoustical Society of America, 1973, 53, 1535-1543.
- [29] Moreland, J. B. *Ambient Noise Measurements in Open-plan Offices*, Journal of the Acoustical Society of America, 1988, 83(4), 1683-1685.
- [30] Egan, M.D., *Architectural Acoustics*, J. Ross Publishing, Fort Lauderdale, 2007.
- [31] Tang, S. K., e Wong, C. T. *Performance of Noise Indices in Office Environment Dominated by Noise from Human Speech*, Applied Acoustics, 1998, 55(4), 293-305.
- [32] Wang, C., e Bradley, J. S. *Prediction of the Speech Intelligibility Index Behind a Single Screen in an Open-plan Office*, Applied Acoustics, 2002, 63, 867-883.
- [33] Warnock, A.C.C. e Chu, W. T. *Voice and Background Noise Levels Measured in Open Offices, 2002*, IRC Internal Report IR-837.
- [34] Navai, M. e Veitch, J., *Acoustic Satisfaction in Open-plan Offices: Review and Recommendations*, IRC-RR-151, 2003.
- [35] Hongisto, V., Keränen, J. e Larm, P. *Prediction Of Speech Transmission Index In Open-Plan Offices*, Joint Baltic-Nordic Acoustics Meeting 2004, 8-10 June 2004, Mariehamn, Åland.
- [36] Warnock, A.C.C., *Acoustical Design Guide for Open Offices*, IRC-RR-163, 2004.
- [37] Crocker, M.J., *Handbook of Noise and Vibration Control*, John Wiley & Sons, Inc., New Jersey, 2007.
- [38] Keränen, J., Virjonen, P., Oliva Elorza, D. e Hongisto, V., *Design of Room Acoustics for Open Offices*. SJWEH Suppl., 2008, (4) 46–49.
- [39] Lau, S.K., e Tang, S.K., *Performance of a Noise Barrier within an Enclosed Space*, Applied Acoustics, 2009, 70, 50-57.
- [40] Brüel & Kjær, *Measuring Sound*, 1984.
- [41] Oliveira de Carvalho, A.P., *Acústica Ambiental e de Edifícios v7.0*, FEUP, 2008.

- [42] Everest, F.A., *The Master Handbook of Acoustics – Fourth Edition*, McGraw-Hill, New York, 2001.
- [43] Conversa com Prof. António Pedro Oliveira de Carvalho, Março de 2009.
- [44] Bies, D.A. e Hansen, C.H., *Engineering Noise Control – Theory and Practice – Third Edition*, Spon Press, London, 2003.
- [45] ANSI S3.5-1997, *American National Standard – Methods for Calculation of the Speech Intelligibility Index*.
- [46] Hornsby, B.W.Y., *The Speech Intelligibility Index: What is it and what's it good for?*, The Hearing Journal, 2004, 57, 10.
- [47] Steeneken, H.J.M. e Houtgast, T., *Basics of the STI Measuring Method*, http://steeneken.nl/sti/Basics_STI_web-site.pdf, 30/04/09.
- [48] EN ISO 354:2007 – *Acústica. Medição da Absorção Sonora em Câmara Reverberante*.

ANEXO A

REGISTO FOTOGRÁFICO

No anexo A é apresentado um registo fotográfico dos elementos desenvolvidos bem como das configurações ensaiadas.

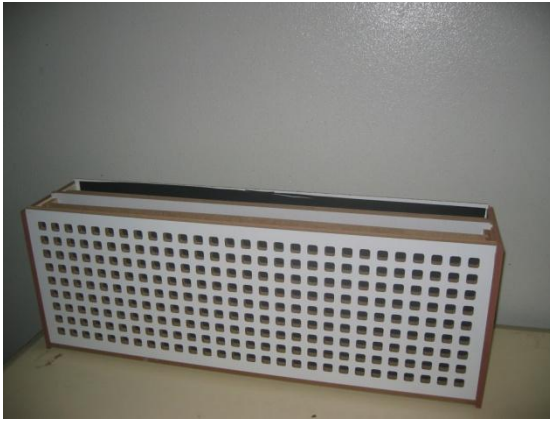


Figura A.1. Elemento modular com painel frontal tipo CFQ (furação Quadrada).

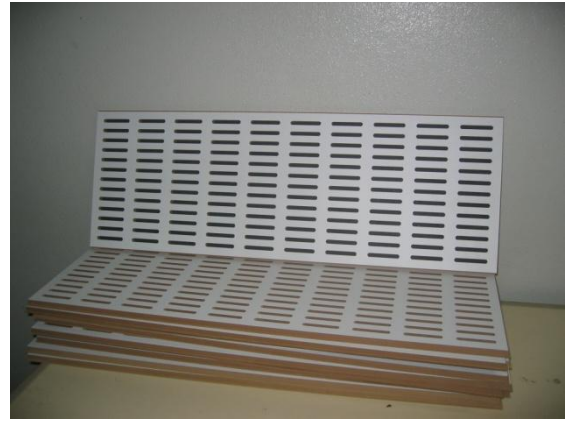


Figura A.2. Painel frontal tipo CFR (furação em Rasgos).



Figura A.3. Painel frontal tipo M (sem furação, Membranas).



Figura A.4. Vista da barreira individual ensaiada na configuração CFQ 40, 0 (sem lã mineral).



Figura A.5. Elementos individuais na configuração CFQ 40, 40.



Figura A.6. Elementos individuais na configuração CFQ 80, 40 F (lã mineral à frente).



Figura A.7. Elementos individuais na configuração CFQ 80, 40 T (lã mineral no tardo).



Figura A.8. Vista da barreira individual ensaiada na configuração E 40 (elemento base).



Figura A.9. Elementos individuais na configuração E 80 (elemento base).



Figura A.10. Elementos individuais na configuração CFR 40, 0 (sem lã mineral).



Figura A.11. Vista da barreira individual ensaiada na configuração CFR 40, 0 (sem lã mineral).



Figura A.12. Elementos individuais na configuração CFR 40, 40.

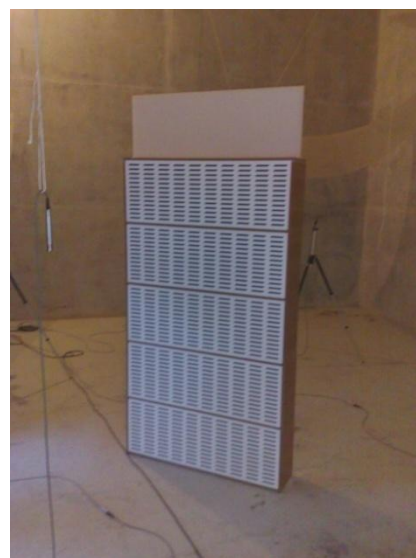


Figura A.13. Vista da barreira individual ensaiada na configuração CFR 40, 40, A (com placa vertical de acrílico).



Figura A.14. Elementos individuais na configuração CFR 80, 0.



Figura A.15. Vista parcial da barreira individual ensaiada na configuração CFR 80, 40 F (lã mineral na frente).



Figura A.16. Vista parcial da barreira individual ensaiada na configuração CFR 80, 40 T (lã mineral no tardo).

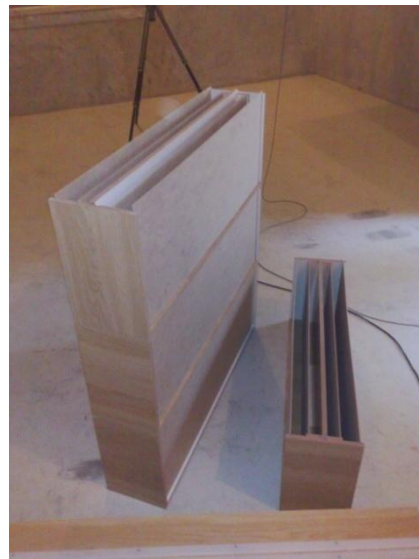


Figura A.17. Vista parcial da barreira individual ensaiada na configuração M 40, 0 (sem lã mineral).



Figura A.18. Vista parcial da barreira individual ensaiada na configuração M 40, 40.



Figura A.19. Vista parcial da barreira individual ensaiada na configuração M 80, 0.



Figura A.20. Vista parcial da barreira individual ensaiada na configuração M 80, 40 F.



Figura A.21. Vista parcial da barreira individual ensaiada na configuração M 80, 40 T.



Figura A.22. Vista da barreira individual ensaiada na configuração M 80, 0.

ANEXO B

CORRECÇÃO DE RESULTADOS

O presente anexo B tem como objectivo a apresentação dos procedimentos de cálculo, bem como resultados parciais utilizados para a correcção dos resultados obtidos, referentes a barreiras individuais, no capítulo 4 para ter em conta a utilização prática das mesmas.

Os resultados medidos e apresentados no capítulo 4 referem-se à absorção sonora de uma barreira individual, constituída por cinco elementos modulares. Dado que na sua aplicação real dificilmente as mesmas serão dispostas separadas individualmente, sendo recomendável a associação de barreiras de modo a que o seu desenvolvimento longitudinal seja pelo menos igual a duas vezes a sua altura, existem zonas da barreira individual (faces laterais) que não proporcionarão qualquer absorção quando várias estiverem associadas. Por esta razão os valores medidos deverão ser corrigidos para a sua utilização real (absorção sonora garantida pelas faces frontais e topo).

Determinam-se então os factores correctivos K_A e K_α , pelos quais deverá ser multiplicado o valor da área de absorção sonora equivalente e coeficiente de absorção sonora medido, respectivamente, para a obtenção dos valores de área de absorção sonora equivalente e coeficiente de absorção sonora da barreira numa aplicação prática.

Partindo das equações 5.3 e 5.4 é possível determinar os valores dos factores correctivos K_A e K_α . Enquanto no primeiro caso é possível, a partir dos resultados obtidos, determinar o valor de K_A , para a determinação de K_α é necessário, primeiramente, determinar os valores do coeficiente de absorção sonora das barreiras individuais, por banda de frequência e configuração, decorrentes dos ensaios realizados. O resultado desse cálculo é apresentado no quadro B.1.

Podem então ser calculados e apresentados os valores dos factores correctivos, por banda de terço de oitava e por configuração ensaiada. Nos quadros B.2 e B.3 são apresentados, como referido anteriormente, os valores dos factores correctivos K_A e K_α discriminados por banda de frequência e por configuração.

Os resultados são então agrupados consoante o tipo de painel das barreiras e assumindo que o comportamento acústico é ditado pelo painel frontal então é razoável admitir que os factores correctivos são semelhantes para configurações com painéis idênticos. Fazendo-se a média dos factores correctivos obtidos em cada uma das configurações com o mesmo painel frontal então obtém-se um factor correctivo médio para aquele tipo de configuração por banda de frequência. Esse resultado é apresentado nos quadros 5.2 e 5.3.

Quadro B.1. Coeficientes de absorção sonora, α_s , por banda de terço de oitava, de cada combinação ensaiada.

Denominação	Banda de Frequência (Hz)																	
	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1k	1,25k	1,6k	2k	2,5k	3,15k	4k	5k
CFQ 40, 0	0,04	0,17	0,41	0,37	0,44	0,49	0,51	0,41	0,49	0,58	0,69	0,65	0,63	0,61	0,64	0,63	0,59	0,71
CFQ 40, 40	0,12	0,20	0,47	0,39	0,48	0,58	0,54	0,53	0,65	0,75	0,76	0,73	0,64	0,62	0,62	0,69	0,71	0,79
CFQ 80,0	0,05	0,15	0,34	0,34	0,39	0,49	0,46	0,55	0,60	0,71	0,59	0,51	0,56	0,51	0,55	0,62	0,61	0,70
CFQ 80, 40 F	0,12	0,24	0,47	0,34	0,45	0,55	0,58	0,58	0,66	0,74	0,68	0,61	0,58	0,60	0,59	0,60	0,61	0,63
CFQ 80, 40 T	0,09	0,18	0,36	0,34	0,37	0,55	0,53	0,63	0,70	0,71	0,62	0,55	0,54	0,48	0,54	0,51	0,45	0,44
CFR 40, 0	0,26	0,29	0,44	0,39	0,48	0,51	0,47	0,46	0,50	0,49	0,61	0,60	0,70	0,68	0,61	0,55	0,50	0,63
CFR 40, 40	0,27	0,26	0,43	0,44	0,52	0,54	0,47	0,50	0,55	0,57	0,65	0,61	0,70	0,67	0,62	0,60	0,61	0,65
CFR 40, 40, A	0,24	0,26	0,45	0,47	0,54	0,56	0,49	0,57	0,57	0,57	0,63	0,63	0,71	0,66	0,62	0,59	0,60	0,66
CFR 80,0	0,30	0,29	0,40	0,38	0,50	0,55	0,54	0,56	0,54	0,59	0,60	0,62	0,67	0,56	0,53	0,52	0,51	0,58
CFR 80, 40 F	0,32	0,31	0,43	0,43	0,53	0,56	0,59	0,60	0,56	0,60	0,63	0,63	0,64	0,65	0,62	0,52	0,52	0,58
CFR 80, 40 T	0,35	0,32	0,45	0,45	0,53	0,57	0,58	0,60	0,60	0,60	0,63	0,67	0,66	0,65	0,60	0,53	0,54	0,61
M 40, 0	0,15	0,28	0,19	0,28	0,29	0,19	0,12	0,10	0,09	0,08	0,09	0,09	0,07	0,05	0,05	0,07	0,05	0,10
M 40, 40	0,26	0,26	0,28	0,27	0,27	0,22	0,14	0,14	0,11	0,08	0,09	0,07	0,10	0,03	0,07	0,10	0,09	0,14
M 80,0	0,14	0,28	0,27	0,27	0,32	0,21	0,12	0,07	0,07	0,06	0,09	0,07	0,07	0,04	0,07	0,09	0,10	0,15
M 80, 40 F	0,23	0,30	0,32	0,37	0,24	0,20	0,14	0,07	0,07	0,06	0,07	0,07	0,06	0,05	0,04	0,05	0,04	0,04
M 80, 40 T	0,24	0,31	0,32	0,36	0,24	0,21	0,11	0,06	0,05	0,07	0,07	0,07	0,08	0,04	0,04	0,10	,08	0,13

Quadro B.2. Factores correctivos K_A por banda de terço de oitava, de cada combinação.

Denominação	Banda de Frequência (Hz)																	
	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1k	1,25k	1,6k	2 k	2,5k	3,15k	4k	5k
CFQ 40, 0	0,95	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
CFQ 80,0	0,96	0,99	0,99	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
CFQ 80, 40 F	0,98	0,99	1,00	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
CFQ 80, 40 T	0,98	0,99	1,00	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
CFR 40, 0	0,99	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
CFR 40, 40	0,99	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
CFR 40, 40, A	0,99	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
CFR 80,0	0,99	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
CFR 80, 40 F	0,99	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
CFR 80, 40 T	0,99	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
M 40, 0	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,96	0,97	0,97	0,97	0,98
M 40, 40	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,95	0,97	0,98	0,98	0,99
M 80,0	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,98	0,97	0,97	0,98	0,98	0,98	0,95	0,97	0,98	0,98	0,99
M 80, 40 F	0,99	0,99	0,99	1,00	0,99	0,99	0,99	0,98	0,97	0,97	0,98	0,97	0,97	0,96	0,96	0,97	0,95	0,95
M 80, 40 T	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,98	0,97	0,96	0,97	0,98	0,98	0,98	0,96	0,96	0,98	0,98	0,99

Quadro B.3. Factores correctivos K_c por banda de terço de oitava, de cada combinação.

Denominação	Banda de Frequência (Hz)																	
	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1 k	1,25 k	1,6 k	2 k	2,5 k	3,15 k	4 k	5 k
CFQ 40, 0	0,95	1,15	1,19	1,19	1,19	1,20	1,20	1,19	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20
	1,13	1,16	1,20	1,19	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20
CFQ 40, 40	1,13	1,16	1,20	1,19	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20
CFQ 80,0	1,00	1,15	1,19	1,20	1,19	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20
CFQ 80, 40 F	1,13	1,17	1,20	1,20	1,19	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20
CFQ 80, 40 T	1,10	1,16	1,19	1,20	1,19	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,19	1,19
CFR 40, 0	1,18	1,18	1,19	1,19	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20
CFR 40, 40	1,18	1,18	1,19	1,19	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20
CFR 40, 40, A	1,17	1,18	1,19	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20
CFR 80,0	1,18	1,18	1,19	1,19	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20
CFR 80, 40 F	1,18	1,18	1,19	1,19	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20
CFR 80, 40 T	1,19	1,18	1,19	1,19	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20
M 40, 0	1,15	1,18	1,16	1,18	1,18	1,16	1,13	1,11	1,10	1,08	1,10	1,10	1,06	1,00	1,00	1,06	1,00	1,11
M 40, 40	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,17	1,14	1,14	1,12	1,08	1,10	1,06	1,11	0,85	1,06	1,11	1,10	1,14
M 80,0	1,14	1,18	1,18	1,18	1,18	1,17	1,13	1,06	1,06	1,04	1,10	1,06	1,06	0,95	1,06	1,10	1,11	1,15
M 80, 40 F	1,17	1,18	1,18	1,19	1,17	1,16	1,14	1,06	1,06	1,04	1,06	1,06	1,04	1,00	0,95	1,00	0,95	0,95
M 80, 40 T	1,17	1,18	1,18	1,19	1,17	1,17	1,12	1,04	1,00	1,06	1,06	1,06	1,08	0,95	0,95	1,11	1,08	1,13

